



UNIVERSITAT POLITÈCNICA
DE CATALUNYA
BARCELONATECH

Análisis de la respuesta dinámica en agitadores industriales

-Version encriptada-

Matias Bossio

ADVERTIMENT La consulta d'aquesta tesi queda condicionada a l'acceptació de les següents condicions d'ús: La difusió d'aquesta tesi per mitjà del repositori institucional UPPCommons (<http://upcommons.upc.edu/tesis>) i el repositori cooperatiu TDX (<http://www.tdx.cat/>) ha estat autoritzada pels titulars dels drets de propietat intel·lectual **únicament per a usos privats** emmarcats en activitats d'investigació i docència. No s'autoritza la seva reproducció amb finalitats de lucre ni la seva difusió i posada a disposició des d'un lloc aliè al servei UPPCommons o TDX. No s'autoritza la presentació del seu contingut en una finestra o marc aliè a UPPCommons (*framing*). Aquesta reserva de drets afecta tant al resum de presentació de la tesi com als seus continguts. En la utilització o cita de parts de la tesi és obligat indicar el nom de la persona autora.

ADVERTENCIA La consulta de esta tesis queda condicionada a la aceptación de las siguientes condiciones de uso: La difusión de esta tesis por medio del repositorio institucional UPPCommons (<http://upcommons.upc.edu/tesis>) y el repositorio cooperativo TDR (<http://www.tdx.cat/?locale-attribute=es>) ha sido autorizada por los titulares de los derechos de propiedad intelectual **únicamente para usos privados enmarcados** en actividades de investigación y docencia. No se autoriza su reproducción con finalidades de lucro ni su difusión y puesta a disposición desde un sitio ajeno al servicio UPPCommons. No se autoriza la presentación de su contenido en una ventana o marco ajeno a UPPCommons (*framing*). Esta reserva de derechos afecta tanto al resumen de presentación de la tesis como a sus contenidos. En la utilización o cita de partes de la tesis es obligado indicar el nombre de la persona autora.

WARNING On having consulted this thesis you're accepting the following use conditions: Spreading this thesis by the institutional repository UPPCommons (<http://upcommons.upc.edu/tesis>) and the cooperative repository TDX (<http://www.tdx.cat/?locale-attribute=en>) has been authorized by the titular of the intellectual property rights **only for private uses** placed in investigation and teaching activities. Reproduction with lucrative aims is not authorized neither its spreading nor availability from a site foreign to the UPPCommons service. Introducing its content in a window or frame foreign to the UPPCommons service is not authorized (*framing*). These rights affect to the presentation summary of the thesis as well as to its contents. In the using or citation of parts of the thesis it's obliged to indicate the name of the author.



UNIVERSITAT POLITÈCNICA
DE CATALUNYA
BARCELONATECH

Análisis de la respuesta dinámica en agitadores industriales

Tesis Doctoral

Departamento de Mecánica de Fluidos de la

Universitat Politècnica de Catalunya

Para obtener el grado de Doctor por la Universitat Politècnica de
Catalunya

Presentada por

Matias Bossio

Bajo la dirección de

Prof. Dra. Carme Valero Ferrando

Prof. Dr. David Valentín Ruiz

Agradecimientos

Tengo que agradecer profundamente a mi directora de tesis, Dra. Carmen Valero y a mi codirector Dr. David Valentín. No solo dedicaron un tiempo enorme como profesionales, formándome y ayudándome en diferentes tareas, sino también como compañeros. Siempre disponibles, me escucharon y me ayudaron en todos los altibajos durante estos tres años de estudio. Sin ellos, este trabajo no habría sido posible.

Al CDIF, en donde pasé la mejor etapa de mi corta carrera como ingeniero. Dr. Eduard Egusquiza, Dra. Carme Valero, Dr. David Valentín y al Dr. Alexandre Presas. Ellos confiaron en mí y me dieron la oportunidad de conocer y trabajar con un grupo de personas excepcional.

Agradecer a la dirección de la empresa Vak Kimsa S.A. (Helena Rodríguez, Anna Torredelot, Xavier Torredelot y Elizabet Rodríguez), que confiaron en el programa de Doctorado Industrial para poder llevar a cabo este proyecto. En especial, quiero destacar la figura de Xavier Costa, compañero y tutor de mi tesis durante los dos primeros años de estudio. Al que le debo todo el conocimiento adquirido sobre agitadores. Pero, sobre todo, agradecer sus muchas charlas de apoyo, que me sirvieron para crecer tanto personal como profesionalmente. Agradecer también al resto de compañeros de oficina, con el que he compartido grandes momentos y muchas risas. A Pere Jiménez, Nina Santanach, Conchi Espinar, Raquel Malo, Joan Labró, Oriol Escoda, Mercè Catllà y Meritxell Ruana, gracias.

A mis padres. Personas humildes y trabajadoras que me han dado todo lo necesario para llegar hasta aquí y a los que tengo como principal referencia en la vida. Espero que este trabajo sirva como una manera de agradecer el esfuerzo personal que supuso alejarnos de nuestros familiares y amigos para darnos una vida mejor y con más oportunidades.

A Mònica, mi pareja desde que ingresé a la universidad. El pilar más importante en mi vida, que me ha apoyado en todas las decisiones y ha estado ahí cuando más lo necesitaba. Gracias por entender las muchas horas y fines de semana que he tenido que invertir en este trabajo.

A mi amigo David Ramos, compañero en la universidad y en el CDIF. Con él he compartido intereses, frustraciones y alegrías durante muchos años. Forma parte de ese pequeño grupo de personas que sabes que estará ahí siempre que necesites ayuda.

Finalmente, a la Generalitat de Catalunya y al programa de Doctorado Industrial, que sin su apoyo económico este proyecto no habría sido posible. En particular, quisiera agradecer la disponibilidad y la información brindada por Jesús Ruiz de la Torre Guereñu, de la Agencia de Gestión de Ayudas Universitarias y de Investigación y a Ainhoa Guades Saez, Técnica de Soporte al Plan de Doctorados Industriales del CSUC.

Contenido

Contenido	v
Lista de figuras	vii
Lista de tablas	xi
Nomenclatura	xii
Capítulo 1. Introducción	15
1.1 Estado del arte	18
1.2 Objetivos	21
1.3 Metodología	23
Capítulo 2. Caracterización de un sistema de agitación	27
2.1 Tipos de procesos de mezcla	27
2.1.1 Mezcla	27
2.1.2 Mantenimiento en suspensión	28
2.1.3 Intercambio térmico	29
2.2 Propiedades físicas de los fluidos	30
2.2.1 Densidad	30
2.2.2 Viscosidad	30
2.2.3 Temperatura	33
2.3 Sistema de agitación mecánico	33
2.3.1 Depósito	33
2.3.2 Diseño de palas	34
2.3.3 Eje y accionamiento	36
2.3.4 Deflectores	37
2.4 Caracterización y escalado de un sistema de agitación	38
2.4.1 Números adimensionales	38
2.4.2 Proceso de escalado	44
2.5 Análisis mecánico	45
2.5.1 Dimensionado de álabes	45
2.5.2 Dimensionado de eje	46
Capítulo 3. Análisis modal de agitadores.	49
3.1 Conceptos fundamentales	49
3.1.1 Análisis modal experimental	51
3.1.2 Análisis modal mediante elementos finitos	56

3.2	Sistema de agitación en aire. CONFIDENCIAL	61
3.2.1	Experimentación	61
3.2.2	Simulación numérica.....	64
3.2.3	Discusión de los resultados	66
3.3	Sistema de agitación con fluido. CONFIDENCIAL	70
3.3.1	Experimentación	70
3.3.2	Simulación numérica.....	72
3.3.3	Discusión de los resultados	74
Capítulo 4.	Estudio de agitadores en funcionamiento.	79
4.1	Conceptos fundamentales	79
4.2	Estudio en fluidos de baja viscosidad. CONFIDENCIAL	81
4.2.1	Descripción de la experimentación.....	81
4.2.2	Nivel global de vibración.....	83
4.2.3	Firma del agitador	90
4.2.4	Estudio numérico	102
Capítulo 5.	Análisis de fallos en agitadores.	111
5.1	Problemas y síntomas	111
5.1.1	Deformaciones o desequilibrios de eje.....	111
5.1.2	Engranajes.....	112
5.1.3	Rodamientos	113
5.1.4	Holguras	114
5.2	Casos prácticos de agitadores con daños. CONFIDENCIAL	114
5.2.1	Deformación inicial de eje	115
5.2.2	Deformación de álabe.....	119
5.2.3	Fijación incorrecta en soporte	122
5.3	Diagnos en agitadores. CONFIDENCIAL	125
5.3.1	Aplicación del estudio en la empresa	126
5.4	Trabajo futuro. CONFIDENCIAL	129
5.4.1	Análisis de nuevos tipos de agitadores y ambientes de trabajo.....	129
5.4.2	Prognosis.....	129
Capítulo 6.	Conclusiones	131
Referencias	137

Lista de figuras

Figura 1-1. Objetivos del proyecto.	22
Figura 1-2. Caracterización del modelo dinámico y validación de modelos numéricos.....	23
Figura 1-3. Optimización del diseño.	24
Figura 1-4. Implementación de la tecnología.	25
Figura 1-5. Gestión de datos.....	26
Figura 2-1. Mezcla de líquidos miscibles e inmiscibles.....	27
Figura 2-2 Mantenimiento en suspensión. Sólidos solubles y no solubles.	28
Figura 2-3. Curvas de comportamiento para fluidos Newtonianos y no-Newtonianos.	32
Figura 2-4. Elementos y características geométricas principales de un sistema de agitación...	34
Figura 2-5. Accionamiento de un agitador.	36
Figura 2-6 Comportamiento del fluido de baja o media viscosidad, $\mu < 5000cPs$. Configuración sin deflectores (a). Configuración con deflectores (b).	37
Figura 2-7. Palas para fluidos de alta viscosidad (a). Palas para fluidos de media o baja viscosidad (b).....	38
Figura 2-8. Números de potencia para los modelos de pala A y B. Fuente: Vak Kimsa S.A.	40
Figura 2-9. Número de caudal para los modelos de pala A y B. Fuente: Vak Kimsa S.A.	43
Figura 2-10. Dimensionado de alabes.	45
Figura 2-11. Cálculo de esfuerzo a torsión y fuerza hidráulica resultante.	46
Figura 2-12. Cálculo de esfuerzo a flexión y deformación en el extremo libre.	47
Figura 3-1. Sistema mecánico simple. Un grado de libertad.	49
Figura 3-2. FFT. Espectro a partir de señal en dominio temporal.	52
Figura 3-3. Modos excitados según el punto de impacto.....	53
Figura 3-4. Análisis modal experimental. Diagrama de Bode.....	54
Figura 3-5. Análisis modal experimental. Parte real e imaginaria de una frecuencia propia.....	55
Figura 3-6. Análisis modal experimental. Coherencia.	55
Figura 3-7. ODS. (a) Modelo de pala B simplificado. (b) Modo de vibración a una frecuencia determinada.	56
Figura 3-8. Modelo simplificado y mallado de una estructura real.....	57
Figura 3-9. Definición de contacto entre eje y rodamientos.....	58
Figura 3-10. Análisis modal experimental. Elementos y dimensiones principales del agitador.	61
Figura 3-11. (a) Acelerómetros instalados en la torreta. (b) Sensor láser y acelerómetro en eje.	62
Figura 3-12. Ejecución del análisis modal. Puntos de impacto a lo largo del eje.	63
Figura 3-13. (a) Sensor Apala en el primer piso de palas. (b) Sentido de giro de los impactos.	64

Figura 3-14. Modelo CAD generado para simulación numérica y condiciones de contorno aplicadas.	65
Figura 3-15. Modos de vibración obtenidos numérica y experimentalmente.	66
Figura 3-16. Frecuencias propias del sistema. $s=750\text{mm}$. Modelo no validado experimentalmente.	67
Figura 3-17. Diferencia entre experimentación y simulación. $s=750\text{mm}$	68
Figura 3-18. Diferencia entre experimentación y simulación. $s=1000\text{mm}$	68
Figura 3-19. Esquema del sistema de agitación. (a) Análisis en aire. (b) Análisis a N1. (c) Análisis a N2.	70
Figura 3-20. Agitador sumergido en agua. Sensores implicados en el análisis modal. (a) Acelerómetros en torreta. (b) Lámina piezoeléctrica en eje. (c) Aeje. (d) Sondas de desplazamiento. (e) Apala. (f) Láser.	71
Figura 3-21. Modelo en aire. (a) Condiciones de contorno. (b) Mallado, vista superior. (c) Mallado, detalle del interior del depósito.	73
Figura 3-22. Mallado del modelo. Agitador sumergido en agua a N1 y N2.	74
Figura 3-23. Modos de vibración en aire. Nuevo soporte con acceso a depósito.	75
Figura 3-24. Variación de frecuencias propias según soporte utilizado. Agitador en aire. Resultados experimentales.	76
Figura 3-25. Influencia del fluido en las frecuencias propias del sistema. N1 y N2.	76
Figura 3-26. Validación del modelo numérico. Agitador en aire, N1 y N2.	77
Figura 4-1. Agitador en funcionamiento. Sensores implicados en el análisis de comportamiento dinámico. (a) Sistema <i>on-board</i> . (b) Tacómetro láser. (c) Galga extensométrica.	82
Figura 4-2. Pala modelo A. Nivel RMS, f_0 -250Hz. (a) Dirección radial. (b) Dirección axial.	84
Figura 4-3. Pala modelo A. Nivel RMS según banda frecuencia analizada. (a) R2. (b) A2.	84
Figura 4-4. Pala modelo A, 1 y 2 pisos. Variación de los niveles RMS. Punto de vista estacionario.	85
Figura 4-5. Pala modelo A, 1 y 2 pisos. Nivel RMS según banda de frecuencia analizada. (a) R2. (b) A2.	86
Figura 4-6. Pala modelo A, 1 y 2 pisos. Variación de los niveles RMS. Punto de vista rotativo.	86
Figura 4-7. Pala modelo B. Nivel RMS. Banda f_0 -250Hz.	87
Figura 4-8. Pala modelo B. Nivel RMS según banda de frecuencia analizada. (a) R2. (b) A2.	88
Figura 4-9. Pala modelo B, 1 y 2 pisos. Variación de los niveles RMS. Punto de vista estacionario.	88
Figura 4-10. Pala modelo B, 1 y 2 pisos. Nivel RMS según banda de frecuencia analizada. (a) R2. (b) A2.	89
Figura 4-11. Pala modelo B, 1 y 2 pisos. Variación de los niveles RMS. Punto de vista rotativo.	89
Figura 4-12. Pala modelo A. Firma de 116rpm a 270rpm. Acelerómetro R2.	91

Figura 4-13. Pala modelo A. Firma de 116rpm a 270rpm. Acelerómetro A2.	92
Figura 4-14. Pala modelo A. Comparativa aire-agua. 156rpm-2.6Hz. R2.	92
Figura 4-15. Pala modelo A. 116rpm-1.9Hz. Señal promediada, R2.....	93
Figura 4-16. Pala modelo A. Firma de 116rpm a 270rpm. Aeje.	94
Figura 4-17. Pala modelo A. Comparativa aire-agua. 156rpm-2.6Hz. Aeje.	94
Figura 4-18. Pala modelo A. Firma de 116rpm a 270rpm. Apala.....	95
Figura 4-19. Pala modelo A, 1 y 2 pisos. 156rpm-2.6Hz. R2.	96
Figura 4-20. Pala modelo A, 1 y 2 pisos. 156rpm-2.6Hz. A2.....	96
Figura 4-21. Pala modelo A, 1 y 2 pisos. 273rpm-4.5Hz. R2.	97
Figura 4-22. Pala modelo A, 1 y 2 pisos. 156rpm-2.6Hz. Aeje.	97
Figura 4-23. Pala modelo A, 2 pisos. Comparativa aire-agua. 156rpm-2.6Hz. Aeje.	98
Figura 4-24. Modelos A y B, 1 piso. 156rpm-2.6Hz. R2.	99
Figura 4-25. Modelos A y B, 1 piso. 156rpm-2.6Hz. A2.	99
Figura 4-26. Modelo A y B, 1 piso. 156rpm-2.6Hz. Aeje.....	100
Figura 4-27. Modelo A y B, 1 piso. 156rpm-2.6Hz. Apala.	100
Figura 4-28. Modelo B, 1 y 2 pisos. 156rpm-2.6Hz. R2.....	101
Figura 4-29. Modelo B, 1 y 2 pisos. 156rpm-2.6Hz. A2.....	101
Figura 4-30. Modelo B, 1 y 2 pisos. 156rpm-2.6Hz. Aeje.....	102
Figura 4-31. Cálculo de deformaciones. Flujo de análisis numérico.	104
Figura 4-32. Fluido de baja viscosidad. Análisis CFD. Detalle del mallado y condiciones de contorno.	105
Figura 4-33. Espectro de fuerza resultante. Modelos de turbulencia SST y LES.	106
Figura 4-34. Contorno de velocidad. Vista superior. (a) SST. (b) LES.	106
Figura 4-35. Espectro de deformación resultante. (a) SST. (b) LES.	107
Figura 4-36. Vectores velocidad. Plano vertical del depósito.....	108
Figura 4-37. Vectores velocidad. Plano horizontal a la altura de la pala.....	108
Figura 5-1. Daños en rodamientos. Cálculo de frecuencias características.	113
Figura 5-2. Deformación inicial de eje. (a) Sistema analizado. (b) Acelerómetros. (c) Reloj comparador.	115
Figura 5-3. Diagrama de contorno. Deformación inicial < 0.1mm. Acelerómetro axial.....	117
Figura 5-4. Nivel de vibración RMS según incremento de deformación del eje. Acelerómetro axial.....	117
Figura 5-5. Aumentos en los niveles de vibración según incremento de deformación del eje. Acelerómetro axial.....	118
Figura 5-6. Firmas a 2950rpm. Influencia de la deformación del eje. (a) Deformación < 0.1mm. (b) Incremento de la deformación en un del 250%.....	118

Figura 5-7. Deformación de álabe. Pala modelo A. Sistema y condiciones analizadas.	120
Figura 5-8. Influencia de álabe deformado. Un piso de pala.....	122
Figura 5-9. Influencia de álabe deformado. Dos pisos de palas.	122
Figura 5-10. Valor RMS de 0 a 2950rpm. Acelerómetro radial.....	123
Figura 5-11. Instalación de soporte. (a) Instalación correcta. (b) Instalación inadecuada de tres tornillos.....	124
Figura 5-12. (a) DAQ con conexión a internet. (b) Configuración de alarmas. (c) Espectro del agitador.....	127
Figura 5-13. Análisis de vibraciones en planta. (a) Análisis de deformaciones y vibraciones. (b) Armario eléctrico (c) Tanque de 25000 litros para análisis de vibraciones. Fuente: Vak Kimsa S.A.	128

Lista de tablas

Tabla 2.1 Rangos de densidades de diferentes productos típicos en agitación.....	30
Tabla 2.2. Clasificación de diferentes fluidos según su viscosidad.....	31
Tabla 2.3. Esfuerzo cortante según la reología del fluido.	32
Tabla 2.4. Rangos de aplicaciones de modelos de palas estandarizados [69][70].....	35
Tabla 2.5. Modelos de palas estudiados. Características y rangos de trabajo.	35
Tabla 2.6. Números adimensionales.....	39
Tabla 3.1. Análisis modal en aire. Sistema de adquisición de datos y sensores utilizados.	62
Tabla 3.2. Características de los materiales definidos en simulación [105].	65
Tabla 3.3. Detección de primera frecuencia propia según sensor y punto de impacto.	69
Tabla 3.4. Análisis modal en agua. Sensores y sistemas de adquisición.	72
Tabla 3.5. Características principales de cada uno de los elementos simulados [105].....	73
Tabla 4.1. Principales vibraciones de origen mecánico, eléctrico e hidráulico.	80
Tabla 4.2. Agitador en funcionamiento. Sensores y sistemas de adquisición.....	82
Tabla 4.3. Agitador en funcionamiento. Condiciones de ensayo.	83
Tabla 4.4. Agitador en funcionamiento. Velocidades de ensayo.	83
Tabla 5.1. Sensores y sistema de adquisición proporcionados por Vak Kimsa S.A.	114
Tabla 5.2. Agitador con álabe deformado. Velocidades estudiadas.	120
Tabla 5.3. Niveles RMS establecidos mediante ensayos experimentales.	128

Nomenclatura

A	Área	m^2			
$A(t)$	Amplitud de señal	mm/s^2	f_{aire}	Frecuencia en aire	Hz
a	Distancia entre rodamientos	m	H	Altura de depósito	m
b	Número de álabes	—	h	Altura de fluido	m
C	Amortiguamiento	$N \cdot s/m$	I	Momento de inercia	mm^4
c	Velocidad del sonido	m/s	K	Rigidez	N/m
			K	Índice de consistencia	$Pa \cdot s^{(2-m)}$
C_e	Matriz de amortiguamiento estructural	—	K_e	Matriz de rigidez estructural	—
			K_f	Matriz de rigidez acústica	—
C_f	Matriz de amortiguamiento acústico	—	K_{fe}	Matriz equivalente de rigidez	—
D	Diámetro de depósito	m	k	Constante de pala	—
d	Diámetro de pala	m	l	Longitud	m
E	Módulo de Young	MPa	l	Longitud de eje	mm
e	Diámetro de eje	mm	M	Masa	kg
F	Fuerza	N	M_e	Matriz de masa estructural	—
F	Fuerza total	N	M_f	Matriz de masa acústica	—
F_a	Fuerza axial	N	M_f	Momento flector	Nmm
F_c	Fuerza circunferencial	N	$M_{f,a}$	Momento flector	Nmm
F_e	Fuerza aplicada a los elementos estructurales	N	M_{fe}	Matriz equivalente de masa	—
			m	Índice de comportamiento	—
F_h	Fuerza hidráulica	N	N	Velocidad de rotación	rps
F_n	Fuerza normal	N			
F_R	Fuerza resultante	N	N_b	Número de bolas	—
F_z	Fuerza tangencial	N			
F_0	Fuerza excitadora	N	N_m	Frecuencia de rotación del motor	rpm
F_{fe}	Fuerza del fluido aplicada a la estructura	N	P	Potencia	W
			p	Presión dinámica del elemento fluido	
F_{flu}	Fuerza aplicada a los elementos de fluido	N	Q	Caudal	m^3/s
f_b	Paso de álabes	Hz	r	Radio	m
f_{eng}	Frecuencia de engrane	Hz	S_e	Límite de resistencia a fatiga	MPa
f_e	Frecuencia de giro de ejes	Hz	S'_e	Límite de resistencia a fatiga modificado	MPa
f_{agua}	Frecuencia en agua	Hz			

s	Distancia entre palas	mm
T	Periodo	s
t	Tiempo	s
V	Volumen	m^3
v	Velocidad	m/s
W	Modulo resistente a torsión	mm^3
W_z	Modulo resistente a flexión	mm^3
x	Desplazamiento	m
x_0	Amplitud máxima	m
\dot{x}	Velocidad	m/s
\ddot{x}	Aceleración	m/s^2
y	Distancia Pala-superficie de fluido	m
z	Distancia pala-fondo del depósito	m
$\dot{\gamma}$	Gradiente de deformación	s^{-1}
$\dot{\gamma}_{ef}$	Gradiente de deformación efectivo	s^{-1}
δ	Deformación	mm
δ	Relación de frecuencias. Agua-aire.	—
δ_{max}	Deformación máxima	mm
θ	Tiempo de mezcla	s
μ	Viscosidad	$cPs-Pa \cdot s$
μ_{ef}	Viscosidad efectiva	cPs
ρ	Densidad	kg/m^3
ρ_f	Densidad de fluido	kg/m^3
σ	Esfuerzo a flexión	Mpa
σ_{elast_mat}	Límite elástico del material	Mpa
σ_f	Límite de resistencia a fatiga	Mpa
τ	Esfuerzo cortante	Mpa
φ	Ángulo de desfase	rad
ω	Frecuencia	rad/s
ω_n	Frecuencia propia	rad/s

Abreviaturas

BPFI	Ball Pass Frequency. Pista interior
BPFO	Ball Pass Frequency. Pista exterior
BSF	Ball Spin Frequency
CAD	Computer Aided Design
CDIF	Centro de Diagnóstico Industrial y Fluidodinámica
CDTI	Centro para el Desarrollos Tecnológico Industrial
CFD	Computational Fluid Dynamics
CPU	Central Processing Unit
DAQ	Data Acquisition System
FFT	Fast Fourier Transform
FRF	Función de Respuesta Frecuencial
FSI	Fluid-structure interface
FTF	Fundamental Train Frequency
IPC	Industrial PC
LES	Large Eddy Simulation
MEF	Método de Elementos Finitos
MRF	Multiple Reference Frame
ODS	Operating Deflection Shape
PYME	Pequeña y Mediana Empresa
RMS	Root Mean Square
SST	Shear Stress Transport
UPC	Universidad Politécnica de Cataluña

Números adimensionales

N_p	$P/\rho \cdot N^3 \cdot d^5$
N_q	$Q/N \cdot d^3$
Re	$\rho \cdot N \cdot d^2/\mu$

Capítulo 1. Introducción

Fruto de la demanda actual, diversos sectores industriales presentan unos niveles de exigencia muy altos a nivel productivo. Existe una constante necesidad en la reducción de tiempos de producción y flexibilidad de las máquinas para adaptarse a nuevos productos. Esto tiene como consecuencia cambios en las condiciones de trabajo iniciales para las cuales las máquinas fueron diseñadas. Dichas condiciones generan alteraciones en su respuesta dinámica que pueden llevar fallos estructurales. Detectar los primeros síntomas de daños en los diferentes elementos que componen las máquinas permite evitar paradas imprevistas y las pérdidas económicas que esto conlleva. La Monitorización remota es una tendencia actual, basada en el seguimiento de los parámetros más representativos del estado de las maquinas en el tiempo. Tener los medios y los conocimientos necesarios en el análisis de datos se presentan como una de las dificultades más importantes a la hora de llevar a cabo este tipo de acción.

En las industrias alimentarias y las farmacéuticas, el tiempo de producción es un aspecto capital a la hora de establecer la viabilidad o la rentabilidad de un producto. En este tipo de industrias el uso de agitadores en los procesos de producción está muy extendido. Los agitadores son máquinas rotativas compuestas por una o varias palas, que trabajan con diferentes tipos de fluidos y que presentan un amplio abanico en cuanto a su diseño. Muchos de estos son propios de cada fabricante y su uso depende del proceso químico requerido por el producto, de sus características químicas y de la propia experiencia del fabricante.

El dimensionado de los agitadores viene dado en gran parte por los esfuerzos combinados de torsión y flexión a los que están sometidos, los cuales se suelen calcular mediante simulaciones fluido-dinámicas o formulas analíticas. Estos esfuerzos son complejos, debido a que existe una interacción entre fluido y estructura con un comportamiento aleatorio en cuanto a su dirección y magnitud. El cambio en las características del producto durante su proceso de fabricación, como la densidad y la viscosidad, así como el volumen dentro del depósito, son variaciones en las condiciones de trabajo que se deben tener en cuenta. En muchos de los casos, la imposibilidad de generar modelos numéricos precisos y en un tiempo razonable para la industria hace que los fabricantes diseñen agitadores sobredimensionados, reduciendo así sus beneficios y competitividad.

Otro aspecto que se debe controlar son las características dinámicas del sistema. Conocer las frecuencias propias en este tipo de maquinaria es una etapa importante, no solo a la hora de diseñar, sino también para establecer unos límites de trabajo que el cliente debe respetar. Trabajar a velocidades de giro próximas a estas frecuencias, también conocidas como velocidades críticas, puede generar una situación de resonancia, generando en muchos casos fallos estructurales, con consecuencias directas en el proceso productivo del cliente. El cálculo de vibraciones es un campo de estudio muy complejo debido a la gran cantidad de variables que pueden afectar a su resultado. Muchas empresas hacen uso de simulaciones numéricas a la hora de estudiar las velocidades críticas del agitador. Los softwares de simulación permiten una buena aproximación del comportamiento del sistema, ya sea de tipo mecánico o fluidodinámico, siempre y cuando se disponga del conocimiento adecuado de las condiciones en las que trabaja. Debido al escaso conocimiento en materia de vibraciones en el ámbito industrial, las configuraciones de los programas de simulación suelen alejarse de la realidad mediante la idealización de las condiciones de contorno. Los resultados, por tanto, resultan aproximados y en algunos casos erróneos, hecho que limita el uso del agitador o, en la peor de las situaciones, pueden generar problemas de resonancia llevando al agitador a un fallo estructural.

Dada esta gran cantidad de variables, el análisis de este tipo de maquinaria a nivel numérico o analítico resulta difícil. Generar datos de manera experimental proporciona a la empresa un conocimiento avanzado en cuanto al comportamiento dinámico de sus equipos. Una fuente de información básica para poder obtener modelos de simulación validados y una oportunidad para poder aumentar el nivel y la calidad de sus productos y/o servicios. Esta práctica se está aplicando actualmente en grandes empresas [1]–[3]. Sin embargo, es un campo inexplorado en pequeñas y medianas, debido a la falta de formación del personal, a los costes hardware y software y a la falta de un proyecto a largo plazo que justifique la inversión y el tiempo necesario.

La empresa Vak Kimsa S.A., con 48 años de historia, ha consolidado su posición en los últimos años como fabricante de agitadores y mezcladores en línea, siendo líder en el mercado nacional y con una cuota de internacionalización del 20%. Su apuesta por la investigación le ha llevado obtener el sello de PYME Innovadora, con tres trabajos de investigación financiados por el Centro para el Desarrollo Tecnológico Industrial (CDTI).

Debido al rápido desarrollo de nuevas tecnologías, a la integración de estas en la industria y a la necesidad cada vez mayor de obtener productos competitivos, la empresa plantea un proyecto a

largo plazo con el cual poder llevar sus productos a otro nivel. El objetivo es poder ofrecer a sus clientes un servicio de monitorización del estado de sus agitadores, con el fin de evitar paradas imprevistas. Analizando, desde el punto de vista vibratorio, cuál es el estado de los elementos que lo componen y poder establecer alarmas en función de este. Esto le permite dar un valor añadido al producto, además crear una nueva línea de negocio, diferenciándose así de la competencia. Esta capacidad sitúa a la empresa en el marco de la Industria 4.0.

Las Industrias 4.0 transforman datos físicos de sus maquinarias o plantas de producción, en digitales mediante el uso de sensores. La digitalización de productos o plantas de producción permite a estas empresas mejorar su eficiencia y aumentar el nivel y la calidad de sus productos respecto a la competencia. La tecnología utilizada es amplia y dependiente del producto y/o servicio en el cual se quiera aplicar. La información suele ser generada de manera continua en grandes cantidades y almacenada en servidores o sistemas de almacenamiento virtual para su posterior análisis y toma de decisiones.

Dado que los conocimientos necesarios son amplios y complejos, Vak Kimsa S.A. decide llevar a cabo el proyecto en colaboración con la Universidad Politécnica de Cataluña (UPC) y el Centro de Diagnóstico Industrial y Fluidodinámica (CDIF). Este último con más de 20 años de experiencia en el análisis vibratorio de máquinas rotativas, diagnóstico, detección de daños y análisis fluidodinámico. El proyecto se plantea en el marco de un doctorado industrial, en el cual, gracias a la formación proporcionada por el CDIF durante los tres años de estudio, Vak Kimsa S.A. se beneficiará no solo de los conocimientos proporcionados por el centro, sino que también tendrá a su disposición personal cualificado para las tareas que el nuevo proyecto plantea, así como equipamientos de investigación de alto nivel. Por su parte, el CDIF adquirirá experiencia en el análisis de vibraciones y deformaciones de agitadores. Todo el proyecto es financiado por el Gobierno de la Generalitat de Catalunya gracias a los fondos destinados a proyectos de Doctorado Industrial.

En el presente documento se detallan los objetivos y la metodología utilizada para poder llevar a cabo el proyecto. Se explican los ensayos experimentales y simulaciones numéricas elaborados y el posterior análisis de datos, así como los nuevos conocimientos obtenidos por la empresa en cuanto al comportamiento de sus agitadores y el uso de nueva tecnología. Finalmente, y en base a esto, se establecen unas necesidades mínimas en cuanto a hardware y software para poder llevar a cabo un servicio de monitorización remota de agitadores.

1.1 Estado del arte

El salto a la Industria 4.0 es un proceso de digitalización en el que una empresa adquiere información de sus líneas de producción o productos de manera digital. Si son debidamente analizados, estos datos pueden generar grandes beneficios desde el punto de vista económico, y las empresas comienzan a ver la importancia de realizar este avance. Según un estudio publicado por la consultora Pwc [4], en 2018 solamente el 8% de las empresas españolas presentaba un avanzado grado de digitalización y se espera que esa cifra aumente al 19% para 2020. Por su parte, el informe II Estudio Smart Industry 4.0 [5] de la consultora Everis realizado en el año 2019 indica que a nivel internacional las empresas con planes de transformación digital han aumentado en un 28% respecto a los datos obtenidos en 2018. Del 24% de empresas que no tenían planes de digitalización, se ha reducido a tan solo el 4%. Sin embargo, la resistencia al cambio y a la innovación y la falta de formación de sus trabajadores son algunas de las barreras más importantes para muchas empresas, o son algunas de las causas por las que el proyecto de digitalización fracasa en su intento [6], [7].

No estar familiarizado con las nuevas tecnologías y las oportunidades de negocio que puedan ofrecer a corto o largo plazo puede dejar a una empresa sin capacidad de reacción frente a su competencia. En el mundo de la agitación, muy pocas empresas entran en la categoría de Industria 4.0. A pesar de que el uso de simulaciones numéricas está muy extendido entre los fabricantes, la obtención de datos de sistemas de agitación reales para su posterior análisis es un ejercicio poco visto. Esto puede deberse, principalmente, a que la capacidad de realizar diagnósticos del estado de los componentes de un sistema de agitación implica un conocimiento preciso de la física que lo rodea. Para una PYME, resulta una tarea compleja y costosa, debido a la gran cantidad de análisis experimentales y numéricos que se deberían llevar a cabo, así como el material necesario y personal cualificado. A nivel de investigación existe, sin embargo, una gran cantidad de estudios en cuanto al análisis de agitadores, tanto desde el punto de vista experimental y como del numérico.

Los primeros estudios sobre esfuerzos en agitadores datan de los años 70. G. J. Pollard [8], [9] llevó a cabo un extenso estudio sobre las fuerzas en un agitador. Él concluyó que las cargas dependen de varios factores, como el diseño de las palas, la velocidad de rotación, la existencia o no de deflectores y de las características del fluido. Debido al comportamiento aleatorio del fluido, estas cargas resultan ser complejas e inestables, como lo demuestran diversos estudios numéricos y experimentales [10]–[16]. La frecuencia de paso de palas, la generación de vórtices al final de estas

[17], [18] y la interacción entre las palas y deflectores son fenómenos que contribuyen a las fluctuaciones de las cargas [13]. Estudios como el de G. C. Cudmore et al [19] demuestran que el uso de simulaciones fluidodinámicas o CFD resultan ser una herramienta fiable a la hora de estudiar las cargas. Sin embargo, los estudios presentados hasta la fecha distan de ser aptos en la industria, debido a la complejidad y al tiempo necesario para realizarlas. Desde el punto de vista industrial, (Atiemo-Obeng et al., 2004; Dickey and Fasano, 2004; EKATO, 1991; Nienow et al., 1997; Paul et al., 2004) proporcionan las bases actuales para la industria en el diseño mecánico de agitadores a partir de fórmulas empíricas.

Las fuerzas generadas son transmitidas al eje del agitador en formas de momento torsor y de flexión. Debido a su naturaleza fluctuante, estos momentos pueden generar fallos por fatiga en ejes y soportes de agitadores. Algunas situaciones han sido reportadas y estudiadas. C. C. Sonsino [25] realizó un estudio experimental sobre el fallo a fatiga de un eje debido a un mal diseño inicial. R. W. Fuller [26] presentaron una metodología de análisis completa sobre el fallo a fatiga de un eje de agitador. En él se trata el tema desde el punto de vista químico y macroscópico del material, y analítico de las fuerzas. C. Kaaragak y M. E. Toygar [27] analizaron el fallo a fatiga de un eje comparando resultados numéricos con experimentales. S. Zangeneh et al [28] investigó la fractura de un agitador debido a radios de curvatura inadecuados en el diseño del eje.

Otros autores estudiaron la capacidad de detectar fallos a fatiga en ejes antes de que sean críticos para el sistema a través de los cambios en su respuesta dinámica. Estos se basan en la idea de que los daños estructurales generan cambios en su geometría y por tanto en sus características dinámicas, como son las frecuencias propias y modos propios [29]–[32]. Analizar la respuesta dinámica resulta ser una práctica común a la hora de detectar otros tipos de daños o imperfecciones estructurales, muy típicos en sistemas rotativos. Estos van desde el diagnóstico de desalineamiento y desequilibrios en ejes [33]–[35] como también de rodamientos [36], [37] o daños en álabes [38]–[40]. En cuanto al análisis en agitadores, D. Shi et al [41] investigó de manera experimental la influencia que tiene el desequilibrio de palas en el momento flector que sufre el eje. El experimento fue realizado en una pala modelo Rushton y en un diseño estándar de álabes inclinados. Solo un piso de palas fue tenido en cuenta. A día de hoy, sin embargo, no existen estudios sobre el análisis de firmas de agitadores y de cómo estas varían en función de los diferentes fallos mecánicos que puedan sufrir y la capacidad de ser diagnosticados.

Conocer las frecuencias y modos propios permiten establecer los rangos de trabajo en los cuales el sistema rotativo entraría en resonancia. En estos casos, la velocidad de rotación del sistema coincide con su frecuencia propia, lo que genera una amplificación en sus deformaciones que pueden llevar al fallo estructural. El análisis de vibraciones puede llegar a ser complejo debido a que las frecuencias y modos propios de un sistema son sensibles a las condiciones de contorno. La rigidez del acople [42], el tipo de fluido que lo rodea y velocidad de rotación [43] son alguno de los parámetros que tienen influencia en los resultados. Estos son difíciles de cuantificar o resultan desconocidos, por lo que rara vez son tenidos en cuenta en la industria o su uso es erróneo [44].

La respuesta dinámica de estructuras sumergidas en fluidos, como puede ser el agua, ha sido ampliamente analizada tanto en sistemas simples [45]–[48] como complejos [49]–[52]. De acuerdo con estos estudios, la respuesta dinámica de una estructura sumergida en fluido se ve drásticamente afectada si se la compara con su respuesta en aire. Este efecto es debido al factor de masa añadida [45], lo que genera una reducción en el valor de las frecuencias propias. Debido a que gran parte de la estructura del agitador está sumergida en fluido, el cual muchas veces con valores de densidad superiores al del agua, el efecto de masa añadida en el análisis dinámico debe ser estudiado con tal de evitar posibles situaciones de resonancia [53], [54].

Existen varios estudios en cuanto a las frecuencias propias de agitadores en los cuales se tienen en cuenta el factor de masa añadida [12], [19], [44], [55]–[59]. La mayoría de ellos fueron llevados a cabo de manera numérica o experimental en agitadores a escala. Existe poca información sobre la influencia de cambios en la geometría [12] o sobre cómo la viscosidad del fluido afecta a las características dinámicas de un agitador [57]. Solo S. Raval y A. G. L. Holloway [55] presentan a día de hoy el estudio más completo del comportamiento dinámico de agitadores. En él se analizaron experimental y numéricamente las frecuencias propias de un agitador a escala con dos pisos de palas, teniendo en cuenta el factor de masa añadida y los efectos de la velocidad de rotación. Se varió la distancia entre ellas y la ratio entre el diámetro de palas y tanque.

El diseño de las palas típicamente estudiadas se basa en los diseños estandarizados y estos pueden variar según el fabricante. Además del modelo de pala utilizado, su cantidad, la distancia entre ellas y desfase son parámetros que varían según el proceso de producción al que está destinado el agitador. La influencia de estas variables en las características dinámicas de un agitador no ha sido estudiada aún en literatura ni mucho menos en diseños industriales.

En el presente documento se detallan los estudios, tanto experimentales como numéricos, llevados a cabo en modelos de palas más significativos de la empresa. Se han utilizado una gran variedad de sensores y sistemas de adquisición avanzados, con la finalidad de realizar un análisis metódico del comportamiento dinámico de diferentes agitadores. Además, se han obtenido modelos numéricos validados, tanto para el análisis modal como para el análisis de deformaciones. Este último, presentado a través de un nuevo flujo de trabajo en el que se obtienen resultados validados experimentalmente. Gracias a la información y conocimientos obtenidos, la empresa tendrá la capacidad de realizar un diagnóstico personalizado del estado de los diferentes elementos que lo componen, pudiendo aumentar la calidad de sus productos y ofrecer a sus clientes nuevos servicios, aumentando así su nivel de competitividad en el mercado.

1.2 Objetivos

El fabricante de agitadores Vak Kimsa S.A., juntamente con el grupo de investigación CDIF perteneciente a la UPC, plantean un proyecto con el cual dar sus primeros pasos en la Industria 4.0.

Dar el paso a la digitalización es una decisión estratégica que debe ir respaldada por un proyecto a largo plazo, en el cual se establezcan unos objetivos claros y adecuados al tipo de industria al que se refiera y, en el mejor de los casos, de la mano de personal con experiencia en la materia y con una base sólida en el análisis de datos. El éxito o el fracaso en un proyecto de digitalización no pasa por la digitalización en sí, sino por ser capaz de analizar la información generada y tomar decisiones a partir de ella, obteniendo así un beneficio para la empresa. Se plantean, por tanto, diversos objetivos a lo largo del proyecto.

- 1. Caracterización del comportamiento dinámico del agitador:** A través de ensayos experimentales se analizarán y mejorarán los conocimientos en materia de vibraciones y esfuerzos en agitadores, así como la influencia que tienen las diferentes condiciones de trabajo. Esta información permitirá generar simulaciones numéricas con configuraciones más cercanas a la realidad y validadas por experimentación.
- 2. Optimización del diseño:** Obtenidos los modelos numéricos validados experimentalmente, Vak Kimsa S.A. tendrá la capacidad de dimensionar agitadores de manera más óptima, evitando sobredimensionados y situaciones de resonancia.

- 3. Implementación de la tecnología:** Vak Kimsa S.A. obtendrá una base sólida de conocimiento en el uso de sensores de vibración y deformación, sistemas de adquisición de datos y comunicación de los mismos.
- 4. Gestión de datos:** Los conocimientos obtenidos en el análisis de señales darán paso a la monitorización del estado de agitadores, pudiendo ofrecer al cliente este servicio de manera remota, aumentando la calidad del producto y diferenciándose así de la competencia. Así mismo, se implementará un protocolo de análisis de equipos en planta. Esto permitirá ofrecer al cliente un producto testado, al mismo tiempo que se genera una base de datos sobre las diferentes firmas de los agitadores.

Los objetivos del proyecto de Doctorado Industrial se centran en la obtención de los conocimientos necesarios para poder realizar análisis de vibración en sistemas rotodinámicos, con especial interés en agitadores. Por su parte, el proyecto empresarial tiene como objetivos la implementación de este conocimiento en el aumento de calidad de su producto y la capacidad de ofrecer un servicio al cliente que aumente su competitividad en el mercado.



Figura 1-1. Objetivos del proyecto.

1.3 Metodología

1. Caracterización del comportamiento dinámico

Se llevarán a cabo análisis modales en agitadores utilizando los diseños de palas más significativos de la empresa. Se analizará, tanto experimental como numéricamente, la influencia de las condiciones de contorno en las frecuencias propias, como pueden ser la influencia del fluido en contacto con la estructura o la rigidez del sistema. A partir de los datos experimentales, se obtendrá un modelo numérico validado para el análisis de frecuencias propias bajo diferentes condiciones de contorno.

Por otra parte, se estudiará el comportamiento dinámico de agitadores bajo diferentes condiciones de funcionamiento. Las deformaciones sufridas bajo estas variables también serán analizadas. Mediante simulaciones fluidodinámicas y estructurales, se obtendrá un modelo validado para el análisis de deformaciones en agitadores.

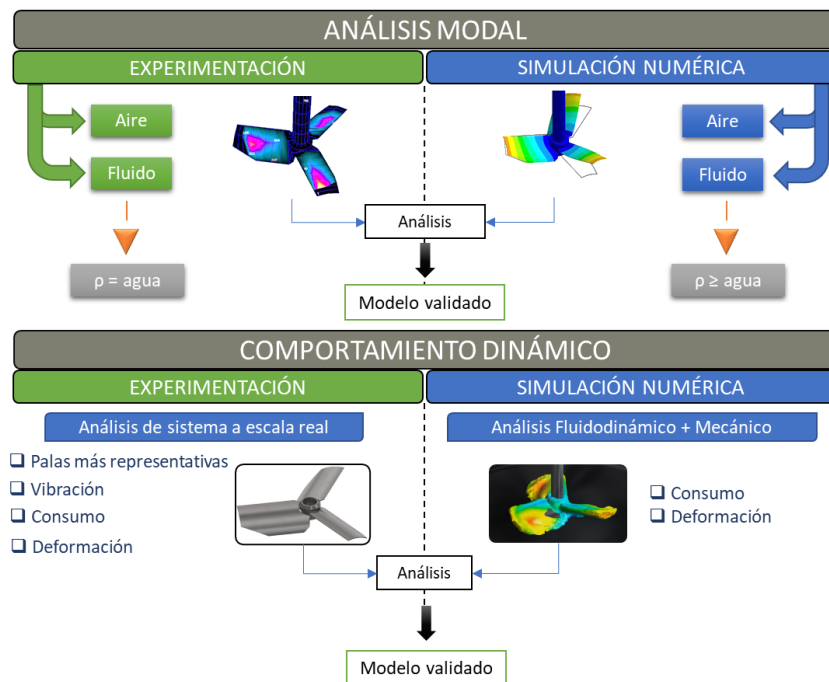


Figura 1-2. Caracterización del modelo dinámico y validación de modelos numéricos.

2. Optimización del diseño

Obtenidos los modelos numéricos validados, tanto para el análisis modal como para el análisis de deformaciones en funcionamiento, Vak Kimsa S.A. tendrá la capacidad de optimizar el diseño de sus agitadores. A partir de la velocidad de rotación del agitador y las características del fluido como la densidad y la viscosidad, el agitador puede ser validado según los criterios de deformación máxima admitida y factores de seguridad que forman parte del *know how* de la empresa.

Los conocimientos obtenidos sobre el comportamiento dinámico de un agitador le permitirán realizar ajustes en la estructura de manera más eficaz y rápida, de manera que se puedan evitar situaciones en las que el sistema diseñado trabaje bajo condiciones de resonancia.

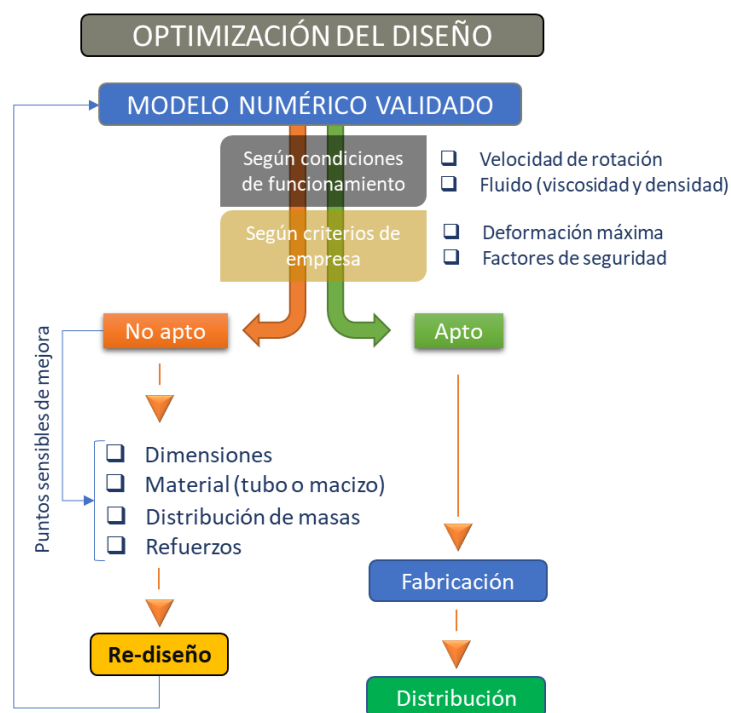


Figura 1-3. Optimización del diseño.

3. Implementación de la tecnología

Los ensayos experimentales se llevarán a cabo inicialmente a partir de una gran variedad de sensores, ubicados en las posiciones más críticas del agitador estudiado. Estos serán proporcionados por el CDIF, el cual dará la formación necesaria en cuanto al uso de sensores, sistemas de adquisición y análisis de los datos generados.

A partir de este análisis se podrá conocer cuáles son los sensores y posiciones que generan los datos más relevantes sobre el comportamiento dinámico del agitador. De esta manera, la empresa podrá establecer los requisitos mínimos necesarios en cuanto al hardware y software para poder realizar análisis de vibraciones en planta o de manera remota en casa del cliente.



Figura 1-4. Implementación de la tecnología.

4. Gestión de datos

Una vez obtenidos los conocimientos sobre el uso de la tecnología y al análisis de datos, la empresa será capaz de tener un sistema de análisis de vibraciones optimizado. Para poder realizar una monitorización en remoto, primero será necesario identificar los indicadores más significativos del estado de la máquina y del proceso. Para ello, se llevarán a cabo ensayos en donde se analizarán los diferentes síntomas de fallo típicos en un sistema de agitación. Estos corresponden a problemas de resonancia, desequilibrios, holguras en el soporte del sistema, etc.

Conocer cómo afectan estos problemas al comportamiento normal de un agitador dará la capacidad a Vak Kimsa S.A. de disponer de un marco de diagnóstico para poder establecer cuándo un agitador trabaja de forma anómala, poniendo el riesgo su integridad estructural. Este hecho permitirá a la empresa implementar dos nuevas acciones de mejora en sus productos. Primero, realizar un diagnóstico de sus agitadores en planta, dándole al producto un valor añadido y asegurando al cliente

un producto testado y de calidad. Además, los datos obtenidos de cada uno de ellos servirán para diagnosticar al agitador ante posibles futuras anomalías que pueda reportar el cliente. Y segundo, Vak Kimsa S.A. tendrá la capacidad de ofrecer a sus clientes un servicio de diagnosis de agitadores, pudiendo analizar a distancia el estado del sistema de agitación.

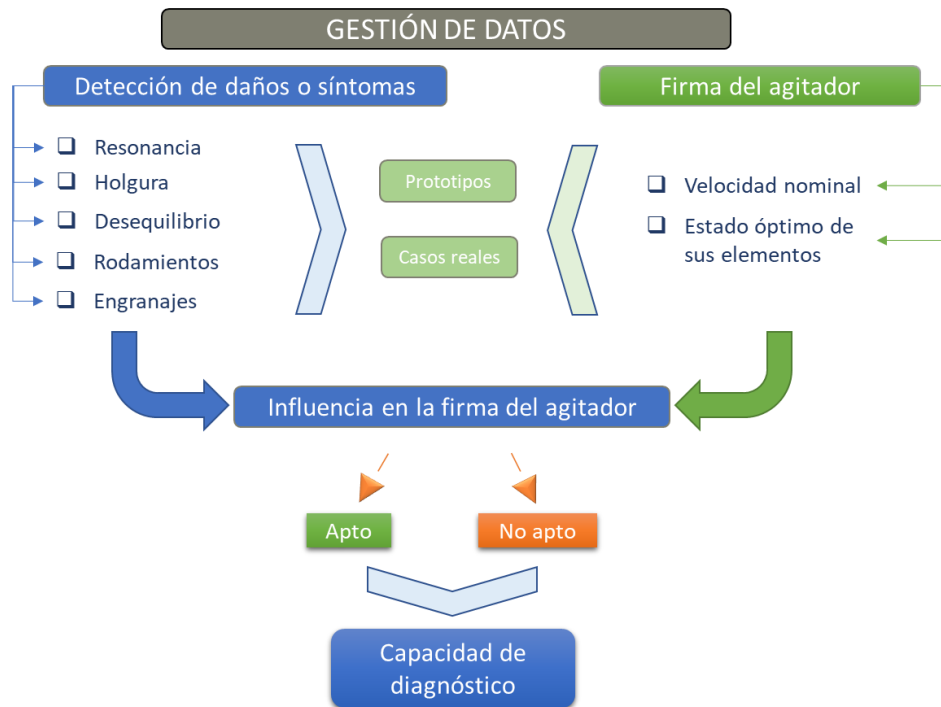


Figura 1-5. Gestión de datos.

Capítulo 2. Caracterización de un sistema de agitación

En el momento de diseñar un sistema de agitación se deben tener en cuenta varios aspectos relacionados con el tipo de proceso de mezcla en el cual estará involucrado el sistema. Cada uno de estos tendrá un mayor o menor peso en el diseño, dimensionado y en la consecuente eficiencia del sistema para obtener un producto deseado. Es importante para una empresa, por tanto, tener claros los aspectos químicos involucrados en el proceso de obtención de un producto final, así como las características mecánicas necesarias para el correcto funcionamiento del agitador. Existe una amplia literatura utilizada en industria, en donde se analizan con más detalle los diferentes procesos químicos implicados en agitación [20], [22], [23], [60]–[63].

2.1 Tipos de procesos de mezcla

2.1.1 Mezcla

El proceso de mezcla se basa en obtener un producto homogéneo en todo el volumen del depósito en el que se trabaja. Este producto final puede generarse a partir de uno o más líquidos iniciales, los cuales pueden tener la capacidad de mezclarse entre ellos en cualquier proporción. Estos son conocidos como líquidos miscibles (ver Figura 2-1).

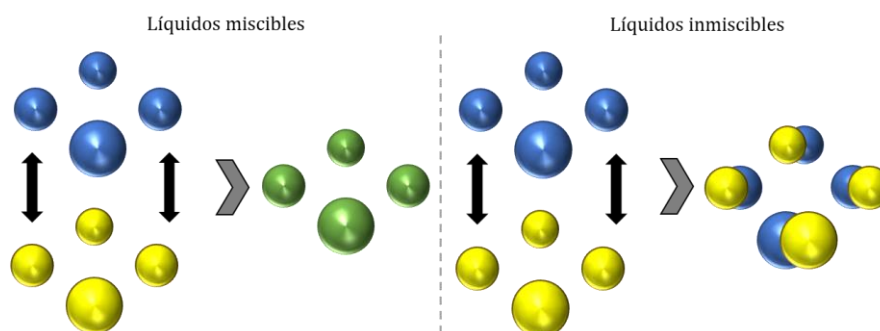


Figura 2-1. Mezcla de líquidos miscibles e inmiscibles.

Los líquidos no miscibles o inmiscibles, en cambio, son fluidos que a consecuencia de la diferencia de densidad entre ellos no pueden formar una mezcla homogénea en alguna de las proporciones [64]. A este tipo de proceso se le conoce como emulsión (ver Figura 2-1). Ejemplos típicos de emulsiones pueden ser la mayonesa, diferentes tipos de salsas o yogures.

2.1.2 Mantenimiento en suspensión

El mantenimiento en suspensión se basa en obtener un producto, formado a partir de sólidos y líquidos, que presente una concentración homogénea de estos en todo el volumen. Existen dos tipos de sólidos que pueden encontrarse en este tipo de proceso, los sólidos solubles y los no solubles. Como se ilustra en la Figura 2-2, los sólidos solubles al juntarse con líquido forman una sustancia homogénea de la misma manera que sucede con los líquidos miscibles. Este es el caso, por ejemplo, del agua y el azúcar. Este tipo de proceso se conoce como *disolución*. Los no solubles, en cambio, forman una solución heterogénea como sería el caso de la leche y el cacao en polvo. Este último proceso es conocido como *dispersión*.

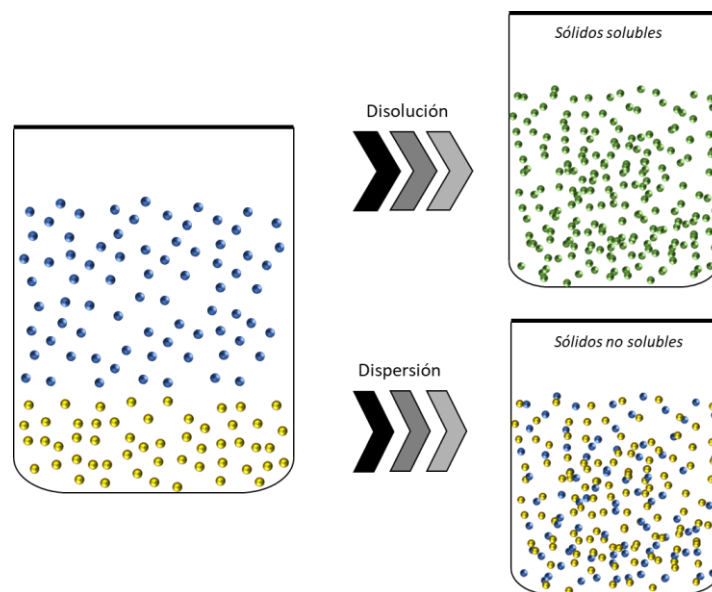


Figura 2-2 Mantenimiento en suspensión. Sólidos solubles y no solubles.

2.1.3 Intercambio térmico

El intercambio térmico consiste en mantener el producto en el interior del tanque a una temperatura adecuada para su correcto proceso de fabricación. Esta transferencia de temperatura puede producirse en cualquiera de las fases de fabricación y la superficie que transfiere el calor o el frío puede ser tanto las paredes del depósito como tuberías interiores.

En este tipo de proceso, una incorrecta configuración del agitador, ya sea por el modelo de pala utilizado y/o por la velocidad de rotación, puede generar problemas críticos en la fabricación del producto. El sistema de agitación debe ser capaz de generar suficiente movimiento para que el fluido tenga una temperatura homogénea en todo momento. Así mismo, deben evitarse problemas de zonas de muy baja velocidad dentro del depósito, en donde el fluido puede llegar a temperaturas que dañen su composición química poniendo en peligro el lote.

Por otra parte, en los casos en los que se requiera un aumento de la temperatura y el movimiento del fluido resulte inadecuado, el mismo puede adherirse a las paredes que transfieren el calor debido a un cambio en sus propiedades químicas. La incorporación de partículas de producto dañadas por la temperatura al resto del lote pueden inutilizarlo por completo, por lo que es necesario realizar una limpieza del depósito en cada cambio de lote. Además, la capa formada por producto dañado en las paredes que transfieren el calor altera la capacidad de transferir calor a la mezcla. Todo esto tiene consecuencias directas en la calidad, los tiempos de fabricación de lotes y, por tanto, en su coste.

2.2 Propiedades físicas de los fluidos

2.2.1 Densidad

En la Tabla 2.1 se distinguen tres rangos de densidades, con los valores típicos que se pueden encontrar en procesos de agitación y mezcla.

Tabla 2.1 Rangos de densidades de diferentes productos típicos en agitación.

Tipo	Densidad	Ejemplos
Baja	<1000	Aceites 850-950
Media	1000-1300	Agua 1000 Disolución de azúcar 1300
Alta	>1300	Pegamento 1400 Pintura 1800

2.2.2 Viscosidad

Fluidos Newtonianos

Se define la viscosidad de un líquido como la resistencia que opone a su movimiento generado por una fuerza externa. Este esfuerzo, conocido como *esfuerzo cortante* σ [N/m^2], se puede explicar como el que ejerce la pala de un agitador al fluido que le rodea con tal de generar movimiento.

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (2.1)$$

F [N] es la fuerza necesaria para generar movimiento y A [m^2] el área de contacto entre el fluido y la pala. Debido a esta fuerza, la pala se desplaza a una velocidad, arrastrando consigo el fluido en contacto con ella, y, en consecuencia, desplazándolo respecto a su posición inicial lo que acaba en una deformación del mismo.

Para fluidos newtonianos, tanto la deformación como el gradiente de velocidad ($\dot{\gamma}$) son proporcionales al esfuerzo cortante (τ), en donde la constante de proporcionalidad es la viscosidad del fluido, μ [cPs] (ver ecuación (2.2)).

$$\tau = \mu \cdot \dot{\gamma} \quad (2.2)$$

En agitación se pueden distinguir tres rangos de viscosidad:

- Baja viscosidad. $\mu < 500 \text{ cPs}$
- Media. $500 < \mu < 5000 \text{ cPs}$
- Alta. $\mu > 5000 \text{ cPs}$

En la Tabla 2.2 especifican diferentes ejemplos de productos que pueden encontrarse en agitación clasificados según su viscosidad.

Tabla 2.2. Clasificación de diferentes fluidos según su viscosidad.

Tipo	Viscosidad (cPs)	Ejemplos
Baja	<500	Agua (1); Nata líquida (10)
Media	500-5000	Yogur líquido (1200) Gel de baño (3000)
Alta	>5000	Mostaza (11200) Mayonesa (65000) Crema de cacao (400000)

Fluidos no-Newtonianos

Los fluidos que no muestran una relación lineal entre el esfuerzo cortante y la razón de deformación se les conoce como fluidos no-Newtonianos.

Dentro de los fluidos no-Newtonianos existen diversas variantes según el comportamiento de la viscosidad o la reología del fluido (ver Figura 2-3). El más común suele ser el de los conocidos como *pseudoplásticos*, fluidos que reducen su viscosidad a medida que aumenta el esfuerzo cortante aplicado. De manera contraria, los fluidos *dilatantes* aumentan su viscosidad con el aumento del esfuerzo cortante. Existen otros en donde su comportamiento, hasta cierto esfuerzo cortante, es el de un sólido, pero a partir de cierto valor pasan a comportarse como un fluido. Estos son conocidos como fluidos *plásticos* y *plásticos de Bingham*, como puede ser la pasta de dientes o la salsa de tomate.

Por otra parte, la viscosidad de un fluido puede verse afectada en función del tiempo, como sucede en los conocidos como *tixotrópicos*. En estos la viscosidad disminuye durante el tiempo en el que se aplica esfuerzo cortante y recupera sus características iniciales cuando su estado es de reposo.

Este tipo de comportamiento se puede encontrar en pinturas o yogurts. Lo contrario sucede con los *reopécticos*.

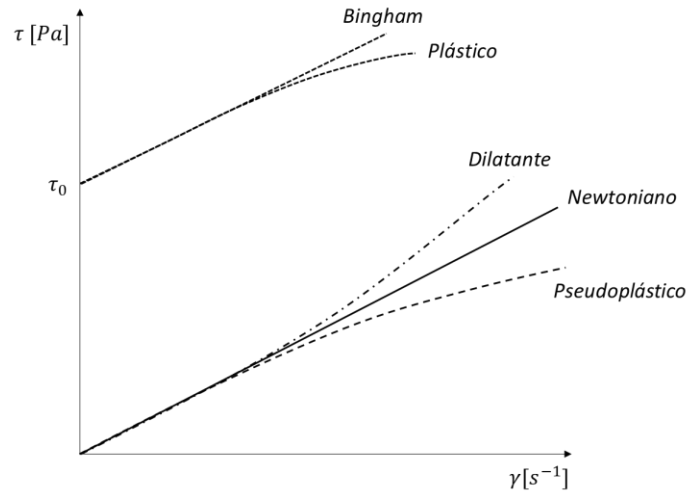


Figura 2-3. Curvas de comportamiento para fluidos Newtonianos y no-Newtonianos.

Para poder representar el comportamiento de este tipo de fluidos se suele utilizar la ley de potencia de Ostwald-de Waele.

$$\tau = K\dot{\gamma}^m \quad (2.3)$$

Que, combinada con la ecuación (2.2) queda,

$$\mu = K\dot{\gamma}^{m-1} \quad (2.4)$$

En donde K es el índice de consistencia y m el índice de comportamiento del fluido, cuyos valores se obtienen de manera experimental. En la Tabla 2.3 se resumen las diferentes expresiones utilizadas según la reología del fluido [21].

Tabla 2.3. Esfuerzo cortante según la reología del fluido.

Comportamiento	Expresión
Bingham	$\tau = \tau_0 \pm K \cdot \dot{\gamma}$
Plástico	$\tau = \tau_0 + K \cdot \dot{\gamma}^m \rightarrow m < 1$
Dilatante	$\tau = K \cdot \dot{\gamma}^m \rightarrow m > 1$
Newtoniano	$\tau = \mu \cdot \dot{\gamma}$
Pseudoplástico	$\tau = K \cdot \dot{\gamma}^m \rightarrow m < 1$

2.2.3 Temperatura

Conocer no solo la viscosidad del producto con el que se trabajará, sino también el comportamiento que tendrá a lo largo del tiempo de fabricación, es uno de los aspectos más importantes a tener en cuenta en el momento de dimensionar el agitador.

Tal y como se comentó en el apartado 2.1.3, existen procesos en los que es necesario un cambio de temperatura para la correcta fabricación del producto. Estos cambios de temperatura no solo afectan a la fabricación del agitador, siendo necesarios ciertos elementos mecánicos adaptados a las condiciones de trabajo [21], [23], sino que también pueden afectar a la viscosidad del producto.

En general los fluidos muestran una reducción en su viscosidad al aumentar su temperatura [65]. Esta condición debe ser tenida en cuenta a la hora de calcular, por ejemplo, la potencia necesaria del agitador de manera que sea la suficiente para poder realizar todo el proceso de fabricación del lote. Estas características del producto, en el caso de no ser facilitadas por el cliente, deben ser analizadas por el fabricante del agitador mediante ensayos experimentales en agitadores a escala.

2.3 Sistema de agitación mecánico

2.3.1 Depósito

En la Figura 2-4 se indican los elementos y las características geométricas más relevantes de un agitador. La altura del depósito H , juntamente con el volumen del producto, dará una idea de la cantidad de pisos de palas necesarios para realizar el proceso de mezcla de manera eficiente. Las palas utilizadas deberán tener una ratio d/D adecuado según el modelo, y velocidad de rotación que se requiera para el proceso. Por otra parte, las condiciones exteriores al depósito, como pueden ser la existencia de tuberías, otros agitadores o bombas y las distancias entre el depósito y paredes resultan de especial importancia a la hora de situar y dimensionar los elementos exteriores del agitador.

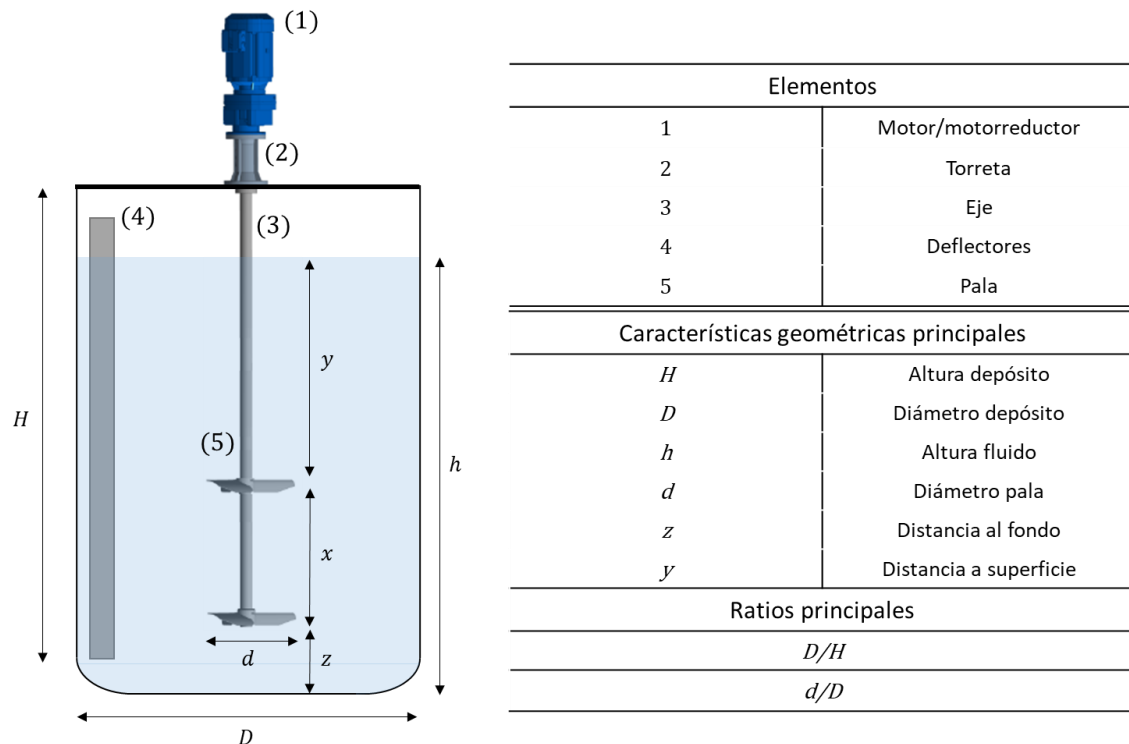


Figura 2-4. Elementos y características geométricas principales de un sistema de agitación.

2.3.2 Diseño de palas

Existen diversos modelos de palas estandarizadas ampliamente estudiados en literatura, cada uno de ellos diseñados para diferentes procesos, viscosidades y velocidades de rotación. Información más detallada puede encontrarse en literatura especializada [21], [23], [66]–[68] estando fuera del alcance del presente estudio. En la Tabla 2.4 se ilustran algunos de los modelos típicos en agitación.

A partir de estos diseños existen infinidad de modificaciones propias de cada fabricante con tal de aumentar la eficiencia de cada una de ellas o proponer al mercado diferentes soluciones. Para el presente estudio se utilizaron dos de los modelos de palas más significativos de Vak Kimsa S.A., las cuales se identificaron como modelos A y B. Los detalles de cada una de ellas se resumen en la Tabla 2.5.

Tabla 2.4. Rangos de aplicaciones de modelos de palas estandarizados [69][70].



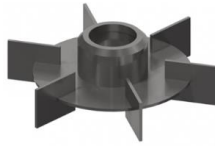
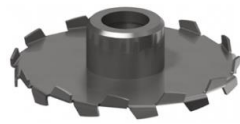
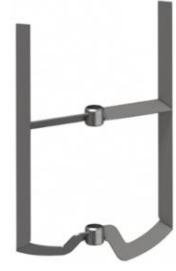


				
Alta eficiencia	Alabes inclinados	Rushton [71]	Cowles	Ancora
Viscosidad [cPs]				
<i>1-1000</i>	<i>1-5000</i>	<i>1-5000</i>	<i>1-10000</i>	<i>Mayor a 5000</i>
Velocidad tangencial [m/s]				
<i>2-15</i>	<i>3-13</i>	<i>2-8</i>	<i>5-30</i>	<i>0.5-4</i>
Flujo generado				
<i>Axial</i>	<i>Axial</i>	<i>Radial</i>	<i>Radial</i>	<i>Radial</i>

Tabla 2.5. Modelos de palas estudiados. Características y rangos de trabajo.

	
Pala A	Pala B
Viscosidad [cPs]	
<i>5000</i>	<i>1-1000</i>
Velocidad tangencial [m/s]	
<i>2-8</i>	<i>2-15</i>
Flujo generado	
<i>Axial-radial</i>	<i>Axial</i>

La selección de una u otra pala para el proceso de fabricación de un producto dependerá en gran parte de la experiencia previa del fabricante en dicho proceso. Cada una de ellas está diseñada para procesos en donde la viscosidad del producto, las velocidades de trabajo y el diámetro se encuentran en rangos en donde su eficiencia es mayor. Estos aspectos se discuten en el apartado 2.4.

El número de palas necesario, el modelo de los pisos y la distancia entre ellas vendrá en función de las características geométricas del depósito, del proceso y de la experiencia del fabricante.

2.3.3 Eje y accionamiento

El accionamiento del agitador está formado por el motor o motorreductor juntamente con la torreta (ver Figura 2-5). La elección de un motor o motorreductor y su dimensionado viene dado por la velocidad de rotación requerida y de la potencia consumida por las palas. Esta información se obtiene mediante números adimensionales detallados en el apartado 2.4.

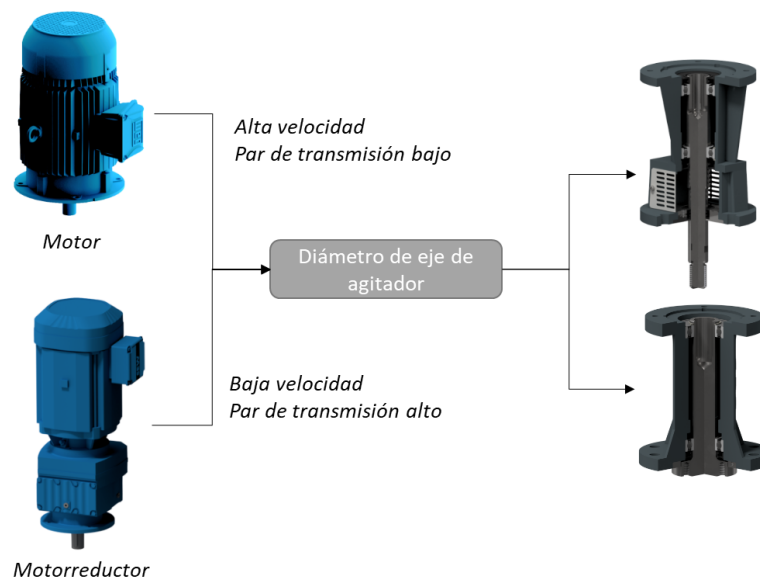


Figura 2-5. Accionamiento de un agitador.

Debido a los esfuerzos generados por las palas, las deformaciones que sufre el eje del agitador pueden afectar al eje del motor. Para evitar esto se suelen utilizar torretas con un eje intermedio y rodamientos que absorben dichos esfuerzos. El fabricante dispone de diferentes modelos y tamaños de torretas dependiendo del tipo de eje necesario y esfuerzos que deban soportar.

El eje que trasfiere el movimiento del accionamiento a las palas tendrá una longitud adecuada según las necesidades del proceso y al posicionamiento de la/s pala/s en el interior del tanque. El uso de ejes macizos o de tubo y su dimensionado se explica en el apartado 2.5.

2.3.4 Deflectores

Existen situaciones en donde el fluido tiende a girar junto con las palas, generando un movimiento puramente circular y reduciendo así la eficiencia del proceso de mezcla (ver Figura 2-6). Con tal de evitar este tipo de comportamiento suelen instalarse entre 2 y 4 deflectores en las paredes del depósito, de manera de cortar el sentido del fluido y aumentar así la turbulencia. El uso de estos suele recomendarse para fluidos por debajo de los 5000cPs [72], [73] o incluso los 12000cPs [74] según la fuente consultada. Se dan casos en los que, aun siendo necesarios, el uso de deflectores no esté permitido dada la dificultad en su limpieza. En estas circunstancias el fabricante puede optar por descentrar el agitador evitando así la circulación del fluido. En situaciones de alta viscosidad los deflectores no son necesarios, dado que las propias características reológicas del fluido evitan su movimiento circular [73], [75].

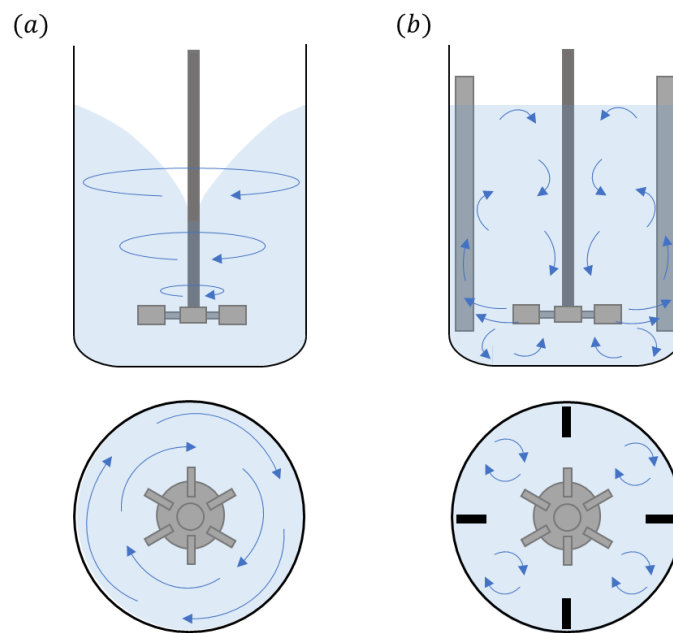


Figura 2-6 Comportamiento del fluido de baja o media viscosidad, $\mu < 5000\text{cPs}$. Configuración sin deflectores (a). Configuración con deflectores (b).

2.4 Caracterización y escalado de un sistema de agitación

2.4.1 Números adimensionales

Numero de Reynolds

A partir del proceso de mezcla que se desea realizar y las características físicas del producto es posible tener una idea más o menos acertada en cuanto al modelo de pala que se debe utilizar. En la Figura 2-7 se pueden observar dos ejemplos típicos de agitadores según si nos encontramos en la situación de alta o de baja viscosidad.

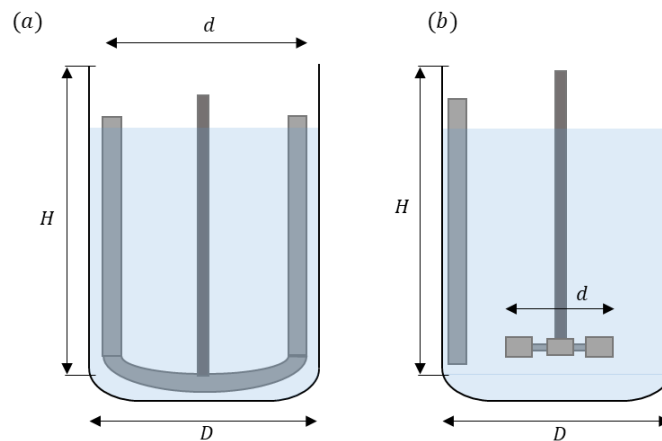


Figura 2-7. Palas para fluidos de alta viscosidad (a). Palas para fluidos de media o baja viscosidad (b).

En ambos casos, el diseño de las palas y velocidad de funcionamiento están condicionados por la capacidad de cada una de ellas de generar movimiento en el interior del tanque teniendo en cuenta las características del producto [69]. La turbulencia que es capaz de generar la pala del agitador se define a través del número de Reynolds.

$$Re = \frac{\rho \cdot N \cdot d^2}{\mu} \quad (2.5)$$

En donde N [rps] es la velocidad de rotación y d [m] el diámetro de la pala. En agitación pueden definirse tres tipos de estados a partir del número de Reynolds [23], [62], [67].

- Baja turbulencia o laminar. $Re < 10$
- Zona de transición. $10 < Re < 1000$
- Alta turbulencia. $Re > 1000$

A partir de la ecuación (2.5) se puede observar que en una situación en la que se trabaje con viscosidades altas, propias de fluidos no-newtonianos, resulta difícil generar turbulencia o un alto grado movimiento del fluido en el interior del tanque. A consecuencia de ello, se emplean palas con una máxima superficie en contacto con el fluido (Figura 2-7a), aumentando el diámetro hasta casi coincidir con el del depósito para asegurar así un movimiento de la mayor parte del producto. Este aumento de superficie genera un aumento en el consumo del agitador, con velocidades de funcionamiento bajas en estos casos. En general, emplear palas de menor diámetro en fluidos de alta viscosidad generaría movimiento de fluido a zonas cercanas a ellas, en donde el gradiente de velocidad es alto. Este movimiento no se trasladaría al resto del volumen por lo que el proceso de mezcla sería ineficiente. La facilidad que permiten los fluidos de baja viscosidad para generar turbulencia hace que sea posible el uso de palas de menor diámetro y mayor velocidad de giro (Figura 2-7b) [23].

A partir del número de Reynolds es posible no solo analizar el régimen de trabajo de un agitador, sino también establecer parámetros característicos de cada pala que servirán para dimensionar y analizar la eficiencia del conjunto. Estos parámetros se basan en números adimensionales ampliamente utilizados en agitación, como son el número de potencia y número de caudal (ver Tabla 2.6).

Tabla 2.6. Números adimensionales.

	Nomenclatura	Expresión
Reynolds	Re	$Re = \frac{\rho \cdot N \cdot d^2}{\mu}$
Número de potencia	N_p	$N_p = \frac{P}{\rho \cdot N^3 \cdot d^5}$
Número de caudal	N_q	$N_q = \frac{Q}{N \cdot d^3}$

Número de potencia, N_p

El número de potencia o N_p es uno de los números adimensionales más utilizados en agitación y se define como,

$$N_p = \frac{P}{\rho \cdot N^3 \cdot d^5} \quad (2.6)$$

En donde P [W] es la potencia consumida por la pala. El número de potencia resulta ser dependiente del modelo de pala y del número de Reynolds en el cual se trabaja. En literatura es posible encontrar números de potencia para diferentes diseños de pala preestablecidos en función del número de Reynolds. A esta relación se la conoce como curva de potencia de la pala (curva log-log) [22], [23], [67], [71], [76]. Debido a que cada fabricante de agitadores suele tener diseños de palas propios, estas curvas de potencia se obtienen a partir de ensayos experimentales o simulaciones numéricas en las que se analizan los diversos modelos de pala bajo diferentes viscosidades de fluidos. En la Figura 2-8 se detalla el número de potencia de las palas A y B obtenidos mediante simulación numérica.

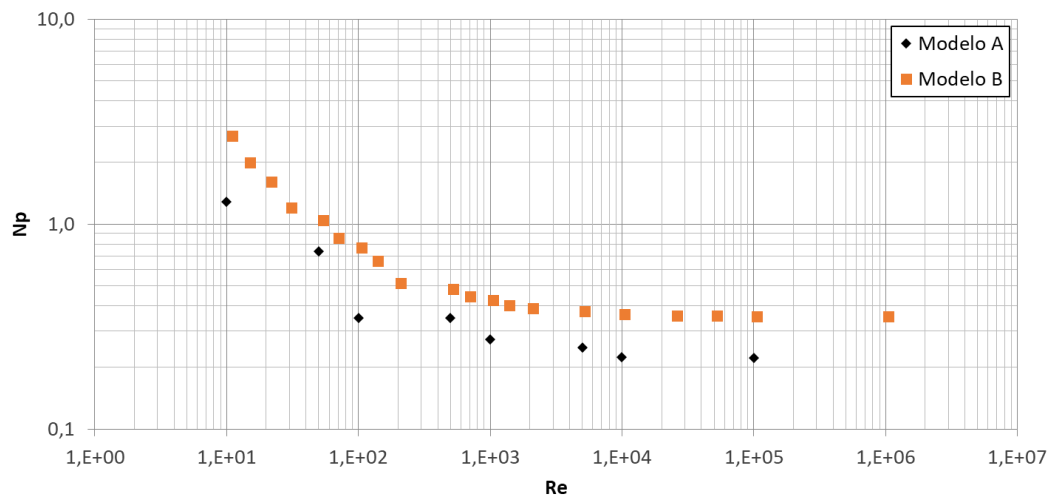


Figura 2-8. Números de potencia para los modelos de pala A y B. Fuente: Vak Kimsa S.A.

De la Figura 2-8 se observa que, para situaciones de alta turbulencia en las que las fuerzas inerciales tienen más peso que las viscosas, el número de potencia se mantiene constante. El N_p es, por tanto, independiente tanto del número de Reynolds como de los cambios que puedan producirse en la viscosidad del producto a lo largo del proceso de agitación, siempre y cuando se trabaje en zona de alta turbulencia. Sin embargo, si el agitador trabaja en una situación de alta viscosidad y por tanto

en números de Reynolds bajos, la potencia requerida por la pala resulta cada vez mayor. Dado que las características reológicas del fluido difícilmente son detalladas por el fabricante del producto, se suelen aplicar valores de viscosidad fijos - tratando al fluido como newtoniano - que no concuerdan con la realidad y con la posibilidad de caer en el error de sobredimensionar la potencia requerida.

En este punto es muy importante analizar el efecto que tiene el comportamiento de un fluido no-Newtoniano en el dimensionado del agitador. A partir de lo explicado en el apartado 2.2.2 se puede concluir que cuando se trabaja con fluidos no-Newtonianos la viscosidad de este dependerá de la posición dentro del tanque e incluso del tiempo. Los gradientes de deformación serán más altos en zonas cercanas a las palas pudiendo aumentar así la turbulencia. Este volumen alrededor de la pala, conocido como caverna, suele ser de un volumen mucho menor al total del depósito. La ecuación (2.4), que da como resultado la viscosidad del producto, resulta en este caso inadecuada dada su generalidad, por lo que en estas situaciones es conveniente utilizar lo que se conoce como viscosidad efectiva del fluido o μ_{ef} . Esta viscosidad efectiva es la viscosidad media que se aplica a la pala en funcionamiento. Utilizando como ejemplo un fluido *pseudoplástico*, la viscosidad efectiva resultará de un valor menor en zonas cercanas a velocidades altas, es decir, zonas cercanas a la pala. Es en este punto en donde se encuentra el gradiente de velocidad o de deformación efectivo, $\dot{\gamma}_{ef}$. Este gradiente de deformación puede calcularse a partir de la expresión propuesta por Metzner y Otto [77],

$$\dot{\gamma}_{ef} = k \cdot N \quad (2.7)$$

En donde k es una constante dependiente del diseño de la pala y N [rps] la velocidad de rotación. Valores de k pueden centrarse en literatura para diseños estandarizados de palas [21], [78]. Combinando la ecuación (2.4) con la (2.7) es posible obtener la viscosidad efectiva cuando se trabaja con fluidos no-Newtonianos.

$$\mu_{ef} = K \cdot \dot{\gamma}_{ef}^{m-1} = K(k \cdot N)^{m-1} \quad (2.8)$$

Aplicando la viscosidad efectiva en el cálculo del número de Reynolds da al fabricante una idea más precisa de la potencia consumida por la pala.

Es importante destacar que tanto el número de Reynolds como el N_p no solo son dependientes de las características geométricas de la pala, sino también del número de pisos y las características geométricas del depósito. La altura del depósito y por tanto del volumen que se desea agitar da una idea al fabricante de la cantidad de pisos de palas necesario para realizar el proceso de la forma más

eficiente posible. Debido a que las turbulencias generadas por palas superiores reducen el consumo de las que están por debajo, el número de potencia no es directamente proporcional al número de pisos de palas. Sin embargo, esta reducción es poca, por lo que se si aplica una relación lineal entre N_p y el número de pisos de palas se asegura un dimensionado correcto del motor [21]. Otro aspecto es el uso de deflectores, que aumentan el número de potencia debido a la existencia de flujos de baja velocidad o en dirección contraria al de las palas.

Es posible establecer diferentes expresiones del número de potencia a según las condiciones comentaras anteriormente, las cuales pueden encontrarse en bibliografía especializada en la temática [20], [21].

Número de caudal, N_q

El N_q es un número adimensional indicativo de la capacidad de la pala de vehicular fluido. Conociendo el diámetro y la velocidad de giro se puede calcular el caudal vehiculado Q [m^3/s] mediante la expresión (2.9)

$$N_q = \frac{Q}{N \cdot d^3} \quad (2.9)$$

Como sucede con el N_p , el número de caudal depende del diseño de pala y del número de Reynolds. De la misma forma, es posible encontrar en literatura N_q conocidos para varios modelos de palas en régimen turbulento. En la Figura 2-9 se observa el N_q para los diseños de palas utilizados obtenidos mediante simulación.

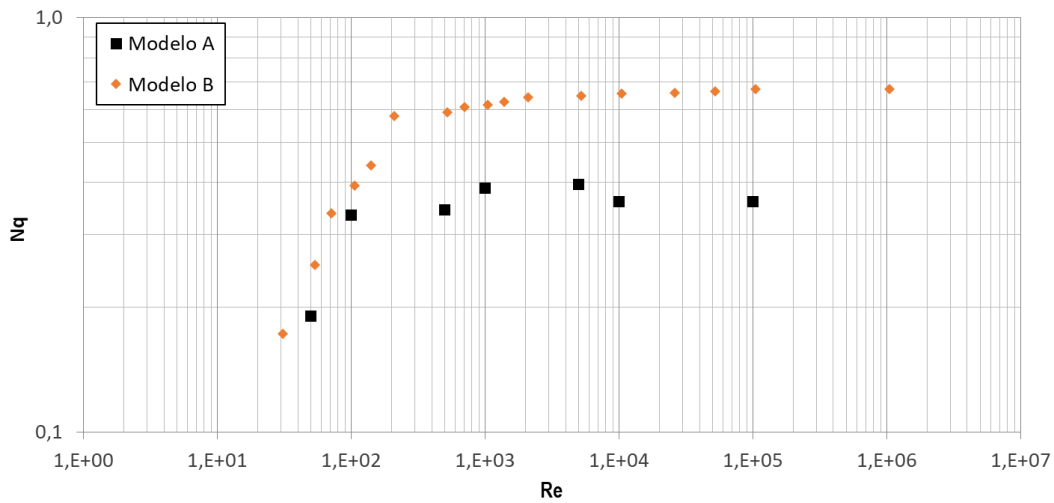


Figura 2-9. Número de caudal para los modelos de pala A y B. Fuente: Vak Kimsa S.A.

Tanto para el N_q como para el N_p los valores se mantienen constantes para regímenes turbulentos, independientemente de la viscosidad del producto. En cambio, de la misma manera que el N_p aumenta al disminuir la turbulencia, el N_q disminuye para regímenes laminares. En esta zona la pala solo es capaz de vehicular fluido de manera local, en zonas cercanas a sus paredes, mientras que el resto del volumen permanece estable. La Figura 2-9 es, por tanto, un indicativo del número de Reynolds en donde la pala puede trabajar de manera eficiente.

Número de recirculaciones y tiempo de mezcla

A partir de N_q es posible tener una estimación del tiempo necesario, $t[s]$, para realizar un cierto número de recirculaciones del producto a partir del volumen del depósito.

$$t = z \cdot \frac{V}{Q} \quad (2.10)$$

En donde z es el número de recirculaciones que se desean calcular y $V [m^3]$ el volumen del depósito.

La eficiencia de un agitador se suele medir a partir del tiempo de mezcla, $\theta[s]$, y existe una gran variedad de expresiones en literatura según el régimen, el diseño de pala y las características geométricas de esta y del depósito [21], [61], [67], [79]–[81]. El fabricante Ekato© [1], [23] define el tiempo de mezcla para agitadores con ratios d/D comprendidos entre 0.1 y 0.5 y trabajando en régimen turbulento como,

$$N \cdot \theta = 5.5 \cdot \left(\frac{D}{d}\right)^{-2} \cdot N_p^{-1/3} \quad (2.11)$$

En industria, el tiempo de mezcla suele calcularse mediante simulaciones numéricas [82]–[86]. Los modelos de cálculo más adecuados, así como el mallado y condiciones de contorno recomendados se escapan del alcance del presente estudio.

2.4.2 Proceso de escalado

Existe literatura especializada en donde se analizan diferentes criterios de escalado según el proceso de agitación [21], [62], [67], [87]. Es posible realizar un escalado a partir de diagramas o tablas, en donde fácilmente se pueden observar la influencia de mantener constante ciertas variables en el dimensionado del agitador y la eficiencia del mismo. Una de ellas es la publicada por *Techniques de l'Ingénieur* [88], que ofrece a los fabricantes una herramienta en la que es posible dimensionar un agitador en base a las características geométricas o dinámicas que se desean mantener invariables. La elección de una u otra tendrá un impacto tanto en el proceso de agitación como en el tamaño y consumo del agitador.

Por ejemplo, para procesos de mezcla, en la que la velocidad de la pala se muestra como un aspecto importante en la eficiencia del proceso, es recomendable mantener la velocidad tangencial constante en ambos sistemas. Mantener un ratio constante entre la potencia consumida y el volumen de mezcla es recomendable en procesos de distribución de sólidos, aunque no para procesos en donde tenga lugar transferencia de calor o se requiera un bajo tiempo de mezcla.

Igualar el número de Reynolds resulta ser un criterio poco realista, pero sí es importante mantener el régimen de trabajo. Igualar el tiempo de mezcla entre ambos sistemas se considera poco práctico y económicamente inviable. Esto es debido a que el tiempo de mezcla aumenta con el volumen del tanque, por lo que para conseguir igualarlo se generaría un sobredimensionado del agitador.

Una herramienta ampliamente utilizada son las simulaciones numéricas. Estas ofrecen una manera atractiva y rápida de analizar la idoneidad de un agitador, pudiendo cambiar fácilmente las características geométricas o de funcionamiento cuando y como se requiera.

En situaciones en las que se trabaje con fluidos no-Newtonianos el proceso de escalado mantiene las mismas reglas, pero teniendo en cuenta la viscosidad efectiva del fluido y la implicación que tiene en las expresiones que dimensionan el agitador.

2.5 Análisis mecánico

En funcionamiento, la estructura del agitador sufre fuerzas axiales, radiales y de torsión. La fuerza axial está compuesta por fuerzas de origen mecánico, correspondientes al peso del eje y de las palas, e hidráulicas, generadas por el fluido en contacto con la pala. Las fuerzas radiales y de torsión corresponden principalmente a fuerzas de origen hidráulico.

2.5.1 Dimensionado de álabes

Analizando de forma más detallada, la fuerza generada por el fluido en contacto con la pala se puede descomponer en diferentes fuerzas, como se observa en la Figura 2-10 [23].

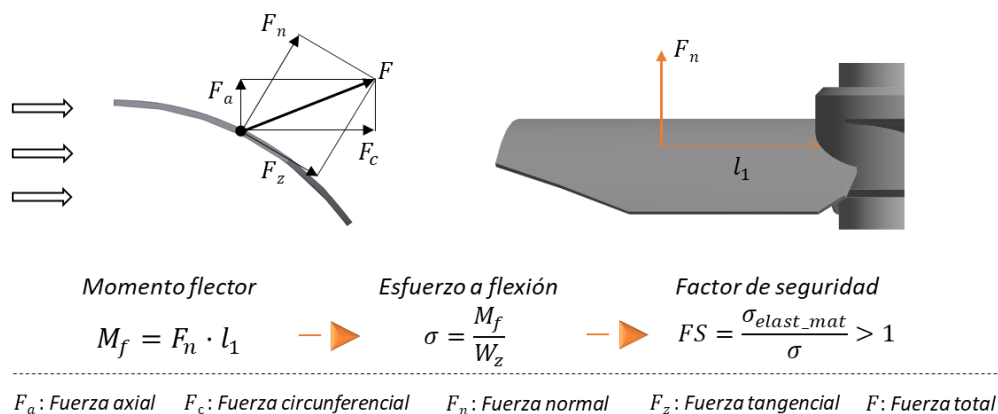


Figura 2-10. Dimensionado de álabes.

Los álabes de las palas pueden estar soldados a un buje que se coloca en el eje del agitador a una distancia deseada, o en ocasiones pueden ir soldadas directamente al eje. La zona de unión de los álabes con el buje o la lanza resulta en un concentrador de tensiones. El momento flector, M_f [Nmm], generado en esta zona viene dado por la fuerza normal, F_n [N], multiplicada por la distancia entre esta y zona de soldadura, l_1 [mm]. La magnitud de esta fuerza, el ángulo y el punto de aplicación depende de varios parámetros, como el diseño de la pala, la posición de esta en el conjunto del agitador, las características físicas del fluido que se está agitando o la existencia o no de deflectores.

A partir del esfuerzo a flexión σ [MPa], calculado mediante el momento flector M_f y el módulo resistente de la sección W_z [mm³], se puede obtener el factor de seguridad FS con el que se está trabajando [89]. σ_{elast_max} [MPa] corresponde límite elástico del material a flexión.

2.5.2 Dimensionado de eje

Esfuerzo a torsión

El momento torsor es generado por la suma de la fuerza circunferencial de cada uno de los álabes de la pala por la distancia al centro del eje. Debido a que las características geométricas de cada álabe no resultan idénticas, sumado al comportamiento estocástico del fluido en cada uno de ellos, se genera una fuerza resultante en sentido radial, F_R [N], también conocida como fuerza hidráulica o F_h (ver Figura 2-11).

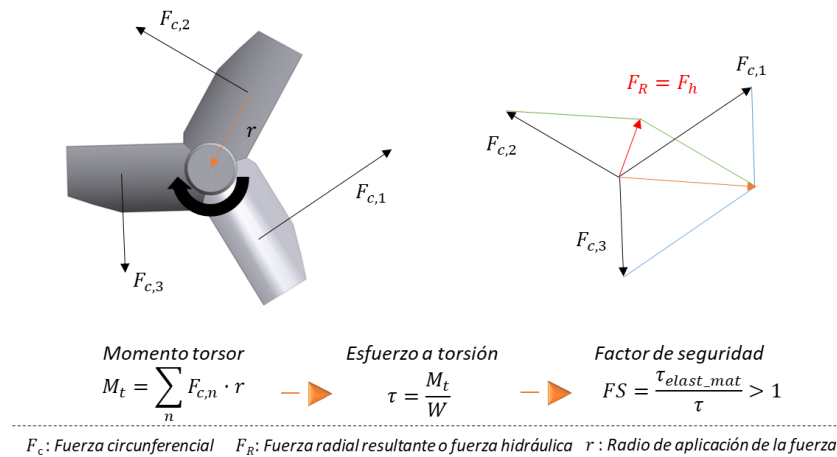


Figura 2-11. Cálculo de esfuerzo a torsión y fuerza hidráulica resultante.

Para dimensionar el eje a partir del esfuerzo a torsión se compara con el máximo admitido por el material τ_{elast_mat} . En caso de que el factor de seguridad sea menor a uno o menor a lo establecido por el fabricante, resultará necesario realizar cambios en la geometría del eje. Éstos pueden ser el aumento de diámetro o el tipo de sección, que puede ser tubular o maciza.

Para realizar un cálculo conservador, es posible utilizar el par máximo que es capaz de generar el motor o motorreductor seleccionado [23]. Por tanto, el valor de las fuerzas circunferenciales de cada uno de los álabes puede ser obtenido a partir del número de potencia de la pala [88], [90].

Esfuerzo a flexión

Como se observa en la Figura 2-12, la F_h , que varía tanto en magnitud como en dirección debido al comportamiento del fluido, genera un momento flector aplicado en los rodamientos de la torreta, M_f . A este se le suma el generado por las fuerzas axiales de cada uno de los álabes, $M_{f,a}$. Debido a que estas fuerzas suelen ser mucho menores a la hidráulica, no suelen tenerse en cuenta en el cálculo final [16], [21], [23], [24]. De la misma manera que sucede con el esfuerzo a torsión, el flector es comparado con el admitido por el material para obtener el factor de seguridad. En caso de no cumplir con los requisitos de calidad del fabricante se realiza un rediseño del eje.

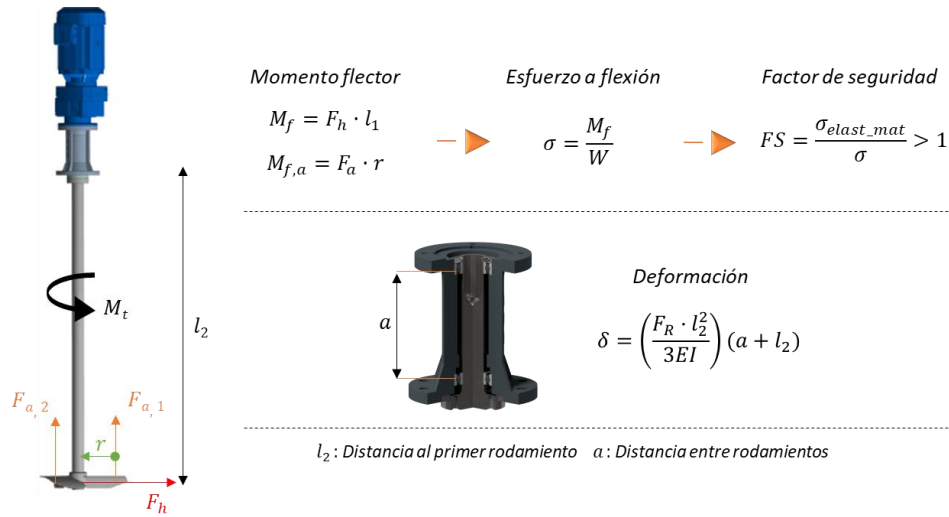


Figura 2-12. Cálculo de esfuerzo a flexión y deformación en el extremo libre.

E. Paul et al [21] y el fabricante de agitadores Hayward Gordon Ltd [91] proponen las expresiones (2.12) y (2.13) respectivamente, obtenidas a partir de diversos ensayos experimentales. En ambas se hace uso de un coeficiente hidráulico f_h , dependiente del modelo de pala y la aplicación en la que se está trabajando.

$$F_h = \frac{2.88 \cdot P \cdot f_h}{N \cdot d} \quad (2.12)$$

$$F_h = \frac{3.68 \cdot P \cdot f_h}{N \cdot d} \quad (2.13)$$

Los coeficientes hidráulicos presentados no tienen en cuenta el amplio abanico de diseños y situaciones en las que se puede encontrar un agitador. El uso de estos coeficientes para diseños que no se corresponden con los originales puede llevar al fabricante a obtener resultados que no se

asemejan a la realidad. Además, el uso de la potencia consumida implica que el fabricante debe asegurar que el cálculo del número de potencia se realiza a partir de datos validados experimentalmente y que cubre las condiciones de trabajo de dicho agitador. Controlar todas estas variables resulta costoso debido al amplio número de ensayos que se deben realizar, lo que hace que el fabricante sobredimensione el agitador, obteniendo factores de seguridad muy conservadores.

La deformación sufrida por el eje en el extremo libre es calculada a partir de la expresión indicada en la Figura 2-12, en la que se tiene en cuenta la distancia entre los rodamientos de la torreta. En casos en los que el diseño de la torreta sea de un solo rodamiento o que el diseño del agitador no utilice este elemento, la deformación de extremo del eje, o flecha, se puede calcular mediante la fórmula clásica de viga en voladizo (2.14) [89]. En donde E [Mpa] es el módulo de Young del material y I [mm⁴] el momento de inercia de la sección del eje.

$$\delta_{max} = \frac{F_R \cdot l_2^3}{3EI} \quad (2.14)$$

Fatiga

Debido a que los esfuerzos tanto de flexión como de torsión son fluctuantes en el tiempo resulta necesario realizar un análisis a fatiga del material. En este caso, se hace uso del límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico, S_e . Este se calcula a partir del límite de resistencia a fatiga del material, S_e' , modificado por diversos factores. Los factores son dependientes del acabado superficial, el tamaño de la pieza, el tipo de carga aplicada, la temperatura a la que trabaja y a la existencia de concentradores de tensiones. El análisis a fatiga a partir de estos factores resulta un procedimiento extenso y rutinario. El uso y cálculo de cada uno de ellos pueden encontrarse en bibliografía básica sobre cálculo de fatiga [89] e incluso en texto especializado en agitación [20].

Capítulo 3. Análisis modal de agitadores.

3.1 Conceptos fundamentales

Toda estructura muestra un comportamiento oscilatorio al someterse a una fuerza puntual aplicada en un instante tiempo. Este tipo de movimiento puede ser analizado de manera sencilla mediante el clásico ejemplo de un sistema de un grado de libertad, como el que se observa en la Figura 3-1. Este sistema consiste en una masa M en contacto con un muelle de una constante K y un amortiguador de coeficiente C . La respuesta de la estructura a una excitación dada se expresa mediante la ecuación (3.1). En donde x , \dot{x} y \ddot{x} son el desplazamiento, velocidad y aceleración respectivamente.

$$M \frac{d^2x}{dt^2} + C \frac{dx}{dt} + Kx = F(t) \rightarrow M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = F(t) \quad (3.1)$$

El movimiento oscilatorio de la masa después de aplicar una fuerza puntual puede entenderse como una vibración y esta a su vez analizarse mediante una función sinusoidal, como la indicada en la ecuación (3.2). Siendo x el desplazamiento respecto a la posición de equilibrio, x_0 el desplazamiento o la amplitud máxima y ω la frecuencia en $[rad/s]$.

$$x = x_0 \sin 2\pi f t = x_0 \sin \omega t \quad (3.2)$$

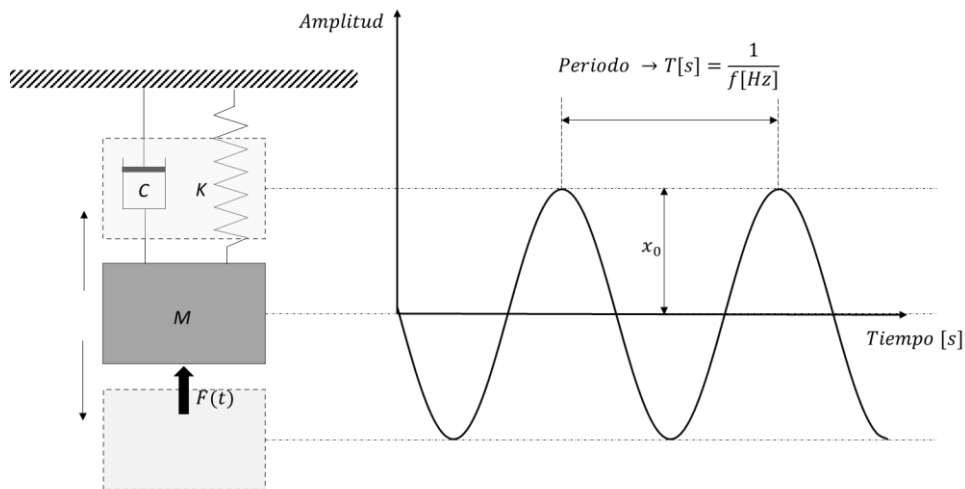


Figura 3-1. Sistema mecánico simple. Un grado de libertad.

Suponiendo que el sistema dispone de un coeficiente de amortiguamiento C negligible y que se aplica una fuerza en un instante de tiempo t , la solución de la ecuación (3.1) sería,

$$f_n = \frac{\omega_n}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{M}} \quad (3.3)$$

La ecuación (3.3) representa la frecuencia a la cual la estructura vibra una vez aplicada la fuerza excitadora. Esta vibración es conocida como la frecuencia propia del sistema y su valor es dependiente de su rigidez y de su masa. La forma en la que se mueve o se deforma a esta frecuencia se le conoce como modo de vibración.

El sistema puede ser excitado de manera forzada a lo largo del tiempo. Si la fuerza muestra un comportamiento armónico, la ecuación (3.1) queda de la siguiente manera.

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = F_0(\sin \omega t + \varphi) \quad (3.4)$$

En donde φ representa el ángulo de desfase entre la respuesta de la estructura y la fuerza, y ω la frecuencia a la cual se aplica esta fuerza. El análisis de esta ecuación diferencial puede encontrarse en bibliografía especializada [45], [92]. Realizando los cálculos correspondientes se puede obtener la amplitud de la oscilación del sistema como,

$$x_0 = \frac{F_0}{\sqrt{m^2(\omega^2 - \omega_n^2)^2 + c^2\omega^2}} \quad (3.5)$$

A partir de la ecuación (3.5) se pueden observar tres situaciones. Cuando la fuerza se aplica a una frecuencia menor a la frecuencia propia del sistema, la amplitud generada estará dominada por la rigidez. En caso contrario, el movimiento estará controlado por la masa. Aproximando la frecuencia de la fuerza aplicada a la propia del sistema el término $(\omega^2 - \omega_n^2)$ se anularía, quedando un denominador cada vez más pequeño. Aumentaría considerablemente la amplitud del movimiento, pudiendo repercutir de manera grave en la estructura. Esta situación es conocida como resonancia, en la cual los términos de masa y rigidez del sistema se anulan, quedando el amortiguamiento como la única fuerza que controla el movimiento. En caso de que el amortiguamiento sea pequeño o nulo, la amplitud tendería a infinito.

En la situación de estudiar un sistema mecánico real, este no estaría formado por una sola masa y un solo grado de libertad, es decir, una única dirección de movimiento. Observando los elementos que forman un agitador, este está dispuesto de un gran número de masas, cada una de ellas con su

rigidez, su amortiguamiento y sus grados de libertad. Debido a esto, se entiende que en teoría posee infinitas frecuencias propias y, por tanto, infinitos modos de vibración asociados a ellas. Cabe destacar que la complejidad del sistema no radica solo en el número de elementos que lo componen, sino también en la gran cantidad de variables que tienen influencia en los resultados. Las características de los materiales, la forma de los elementos, la distribución de las masas y el tipo de contacto que existe entre ellas son algunas de las condiciones de contorno que tienen un papel importante a la hora de analizar la dinámica de estructuras reales.

La ecuación de movimiento de este conjunto de elementos se expresa de manera matricial como,

$$[M]\ddot{x}(t) + [C]\dot{x}(t) + [K]x(t) = F_0(t) \quad (3.6)$$

Debido a la complejidad del cálculo, el análisis de frecuencias propias de sistemas complejos requiere de simulaciones numéricas o de ensayos experimentales.

3.1.1 Análisis modal experimental

El análisis modal experimental permite descomponer el comportamiento complejo de una estructura en una serie de sistemas más simples. Esto permite estudiar de manera individualizada las frecuencias propias de los diferentes componentes que lo forman. La técnica consiste en aplicar fuerzas en diferentes puntos de la estructura. Su respuesta es analizada desde una o varias posiciones utilizando sensores de vibración, como pueden ser los acelerómetros.

La posición de los acelerómetros en muchos casos estará condicionada con la accesibilidad que facilite la estructura a los diferentes elementos. En sistemas rotodinámicos es habitual posicionar los acelerómetros a la altura de los rodamientos [93]–[95] y desde el punto de vista estático. Colocar los sensores tanto en la dirección axial como en la radial facilita el análisis de la mayoría de los modos de vibración.

Existen diferentes mecanismos excitadores, siendo el más común el martillo de impacto. Estos están compuestos por una célula de carga para medir la magnitud de la fuerza aplicada. Los martillos de impacto poseen una serie de puntas con las que impactar en la estructura, cada una de ellas con una dureza diferente. Las puntas con mayor dureza son las utilizadas para excitar frecuencias altas, mientras que las más blandas excitan frecuencias bajas [94].

La señal obtenida por el acelerómetro en el momento de impacto estará formada por un conjunto de señales sinusoidales. Con tal de poder identificar cada una de ellas, la señal temporal es analizada a través de la Transformada Rápida de Fourier o FFT. Esta se basa en el principio de que toda señal sinusoidal compleja puede ser descompuesta en señales sinusoidales simples y representadas en lo que se conoce como espectro (ver Figura 3-2). Cada una de estas señales vendrá dada por una frecuencia y una amplitud. Las frecuencias son calculadas a partir de la inversa de los periodos de cada una de señales y las amplitudes a partir de valores pico, pico-pico o RMS (*Root Mean Square*), como se indica en la Figura 3-2. El valor RMS resulta ser el más utilizado y se define como la energía o la fuerza media de una señal [94]. Matemáticamente es la raíz cuadrada del valor medio de las diferentes amplitudes que toma una señal a lo largo del tiempo $A(t)$, elevándolas al cuadrado (ver ecuación (3.7)).

$$RMS = \sqrt{\frac{1}{T} \int |A(t)|^2 dt} \quad (3.7)$$

Las amplitudes en los espectros pueden tener unidades de deformación, velocidad o aceleración. La elección de cada una de ellas dependerá del rango de frecuencia de interés.

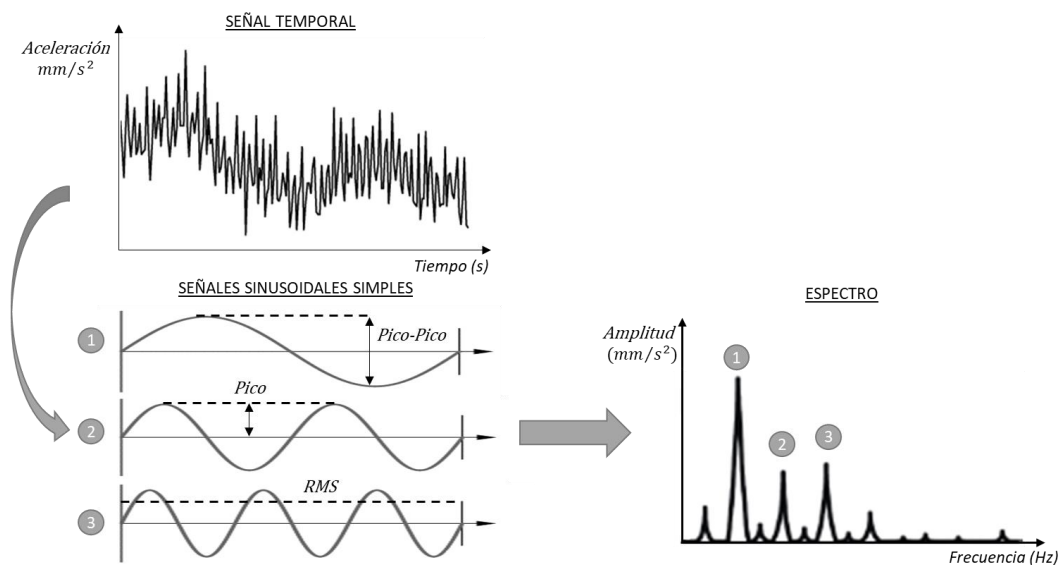


Figura 3-2. FFT. Espectro a partir de señal en dominio temporal.

El punto de aplicación de la fuerza y su dirección van directamente relacionados con el modo de vibración que se desea excitar. En la Figura 3-3 se observan tres modos de vibración del eje de un agitador, cada uno de ellos representado de manera cualitativa en una gráfica de frecuencia-amplitud.

El punto de aplicación de la fuerza excitará los modos de vibración que generen en ese punto una deformación clara. Realizando un golpe en dirección radial en el punto número uno, el primer modo es fácilmente excitable, dado que por la naturaleza de su movimiento es en esta zona donde muestra una mayor deformación. Cuando el golpe se sitúa en una zona de baja o nula deformación para ciertos modos, conocidos como puntos nodales, estos difícilmente se excitarán. La misma idea es aplicable a los acelerómetros, cuya posición facilitará o no la detección de los diferentes modos de vibración de la estructura.

Debido a esto, a la hora de analizar las frecuencias propias de un sistema se deben realizar un numero de impactos suficiente y en las direcciones adecuadas para excitar los modos de mayor interés. El fenómeno de resonancia no se manifiesta solamente ante una fuerza con una frecuencia igual a una de las frecuencias propias del sistema. Esta fuerza deberá estar, a su vez, en la dirección que excite el modo de vibración asociado a dicha frecuencia propia.

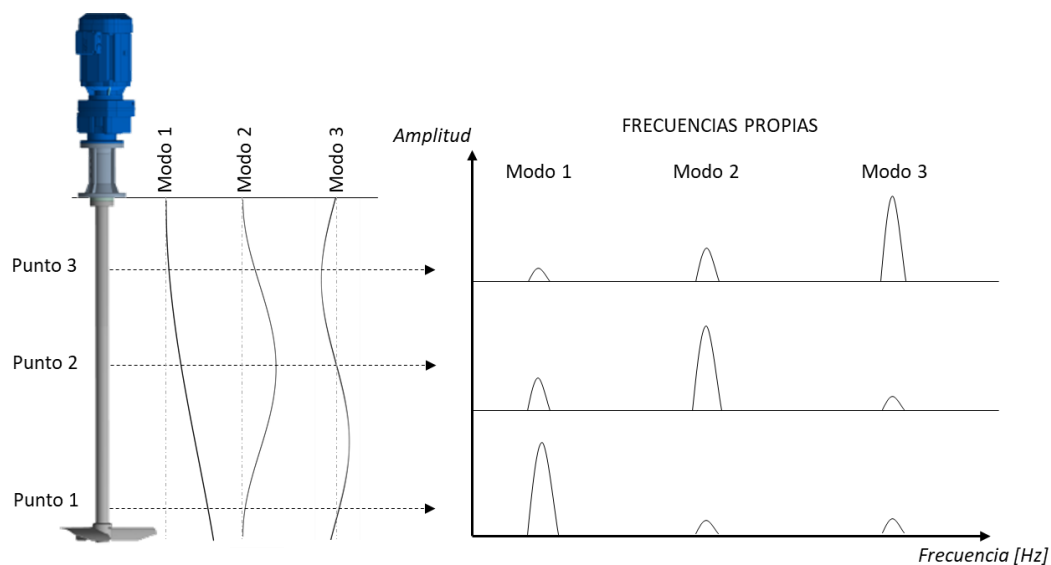


Figura 3-3. Modos excitados según el punto de impacto.

La respuesta obtenida por los acelerómetros resulta más compleja que la mostrada en la Figura 3-2, habiendo frecuencias que no siempre corresponden a frecuencias propias de la estructura. Se deben identificar, por tanto, las frecuencias obtenidas por el acelerómetro que son causadas por el impacto. Esto se consigue a través del cálculo de la FRF, o la función de respuesta en frecuencia [96]. Matemáticamente, la FRF se define como la transformada de Fourier de la salida $x(f)$ (acelerómetro) dividida la transformada de Fourier de la entrada $F(f)$ (martillo) [97]–[99].

$$[H(f)] = \frac{\{x(f)\}}{\{F(f)\}} \quad (3.8)$$

En donde $\{x(f)\}$ y $\{F(f)\}$ corresponden a los vectores $x(t)$ y $F(t)$ en dominio frecuencial de la ecuación (3.2). Mediante esta función se puede determinar, para cada frecuencia, la relación entre amplitudes y fases. La fase es expresada en grados, la cual indica si la respuesta está en fase o en contrafase respecto a la entrada. Toda función que posea amplitud y fase puede ser expresada en términos reales e imaginarios.

El resultado de la FRF se puede representar de diferentes maneras, cada una de las cuales puede ayudar a identificar los diferentes modos y frecuencias propias del sistema. El diagrama de Bode [100] representa la amplitud y la fase con la frecuencia. En sistemas ideales, en situación de resonancia el ángulo de fase entre la fuerza excitadora y la respuesta del sistema tienen un ángulo de fase de 90° [93]. Por tanto, observar cambios de fase de 180° en el diagrama de Bode es un indicativo de la existencia de frecuencias propias. En la Figura 3-4 se representa un diagrama de Bode a partir de un ensayo modal experimental, en donde se detecta una frecuencia propia a 4,8Hz con un cambio de fase de 180° .

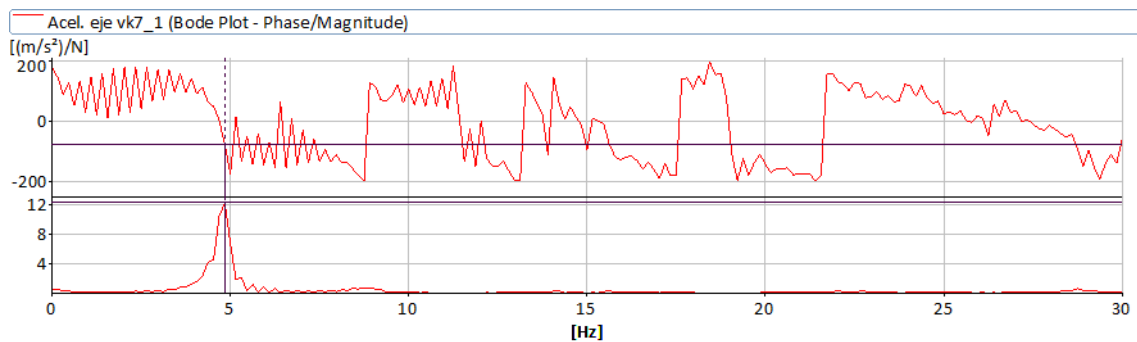


Figura 3-4. Análisis modal experimental. Diagrama de Bode.

La misma frecuencia propia se puede detectar a través de las partes real e imaginaria en el dominio frecuencial. La representación de ambas se observa en la Figura 3-5. Ante una frecuencia propia, la parte real de la FRF se aproximará a cero, mientras que la parte imaginaria tendrá picos por encima o por debajo de cero. La dirección de estos puede ser utilizada por los programas de análisis para determinar el modo de vibración asociado a dicha frecuencia.

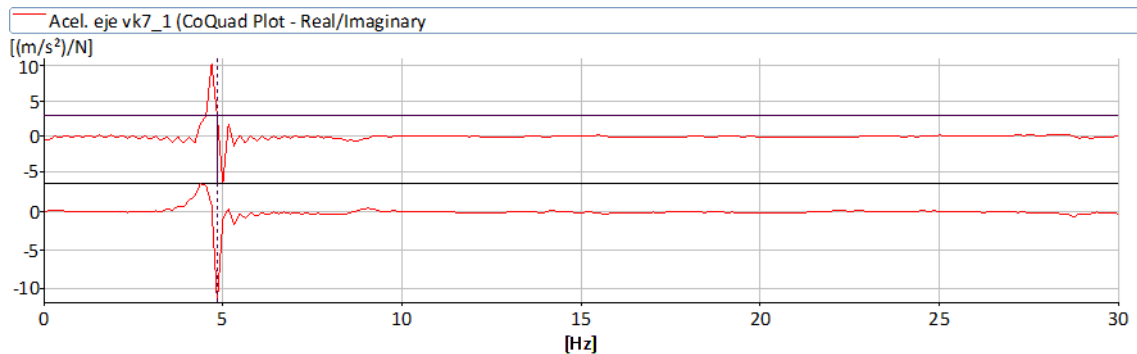


Figura 3-5. Análisis modal experimental. Parte real e imaginaria de una frecuencia propia.

Con tal de asegurar la fiabilidad de los resultados analizados se suelen aplicar varios impactos en cada punto de la estructura. La repetibilidad de cada FRF es analizada mediante la función de coherencia. La coherencia resulta un indicativo de la relación entre las señales de entrada y salida, en este caso, entre la fuerza aplicada y la respuesta de la estructura. Si para una frecuencia en particular adquiere valor cercano o igual a 1, indica que esta se repite para cada impacto y que ambas (entrada y salida) están relacionadas. En cambio, adquiere valor cercano o igual a cero cuando la respuesta no es causada por la entrada. En la Figura 3-6 se observa una coherencia igual a 0,9 para la frecuencia de 4,8Hz, dando a entender que esta frecuencia es excitada en cada impacto realizado.

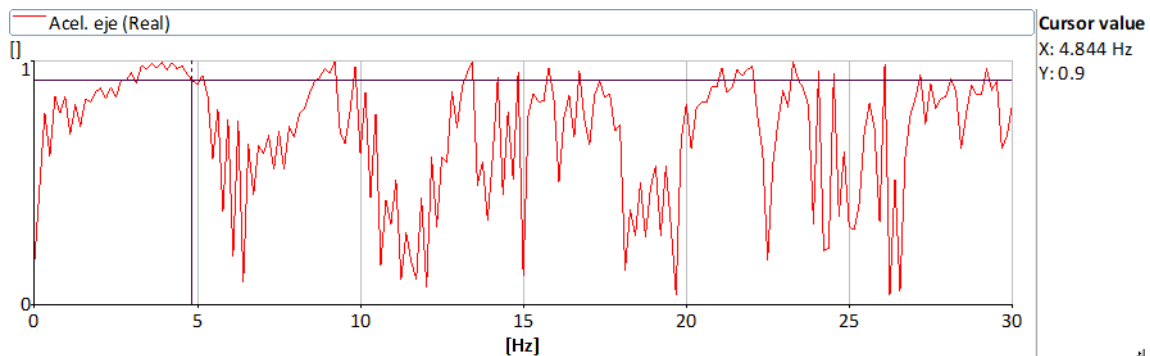


Figura 3-6. Análisis modal experimental. Coherencia.

En general, los programas de análisis de señales permiten visualizar de manera tridimensional el movimiento de la estructura en cada impacto. A esta técnica se la conoce como ODS, *Operating Deflection Shape*, lo que facilita el análisis de los modos de vibración que posee la estructura. Cada punto de impacto pasa a ser un punto en el espacio, conocidos como nodos, los cuales se conectan mediante líneas para terminar formando una versión simplificada de la estructura. En la Figura 3-7 se

representa una pala de un agitador de manera simplificada, junto con su respuesta a los diferentes impactos a una frecuencia determinada.

El resultado de la FRF de cada punto de impacto es aplicado a los mismos puntos representados en 3D en el programa. De esta manera, las frecuencias propias detectadas pueden ser observadas a partir de sus modos de vibración. Cuantos más nodos se utilicen, mayor será la precisión de la figura y del análisis, pero mayor será el número de impactos necesarios o de acelerómetros. Nótese que en la Figura 3-7, los álabes de la pala se representaron sólo a través de los puntos en donde se realizaron impactos y que son sólo estos los que muestran información relevante del comportamiento estructural.

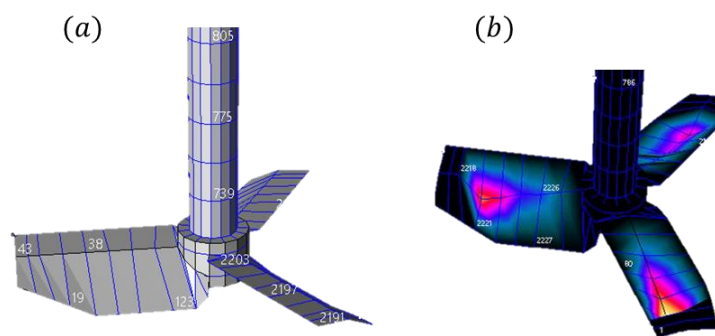


Figura 3-7. ODS. (a) Modelo de pala B simplificado. (b) Modo de vibración a una frecuencia determinada.

3.1.2 Análisis modal mediante elementos finitos

Modelo CAD y condiciones de contorno

El método de elementos finitos o MEF ofrece la posibilidad de generar un análisis modal durante la etapa de diseño de un sistema mecánico. En el caso de los agitadores, este tipo de análisis permite realizar cambios en la geometría del sistema si este trabaja en resonancia.

El primer paso en el análisis numérico es transformar la estructura real en un modelo simplificado en 3D mediante el uso de programas de diseño. El modelo debe mantener las características geométricas reales y los componentes esenciales para poder analizar correctamente la estructura. Siempre y cuando estos no influyan en el resultado final, pequeños elementos o detalles de la estructura deben ser eliminados con tal de evitar errores o un excesivo tiempo de cálculo. Indicar

el material utilizado y sus características dará al programa la capacidad de calcular la masa y la rigidez del conjunto.

Con tal de reducir la complejidad del problema y realizar un cálculo más eficiente, el programa subdivide la geometría en elementos más pequeños, los que se conocen como elementos finitos. Estos están conectados mediante nodos, y al conjunto de elementos y nodos se le conoce como malla. El mallado es una etapa muy importante en el cálculo de elementos finitos ya que la veracidad de los resultados es, en gran parte, dependiente de ella. Cuanto mayor sea el número de elementos mayor tenderá a ser la precisión de los resultados, al mismo tiempo que aumentará el tiempo de cálculo debido a un mayor número de ecuaciones a resolver.

La densidad de la malla aproximará en mayor o en menor grado la forma de la estructura. Es por eso que la configuración de esta se debe adecuar al tipo de análisis y a cuáles son las zonas de la estructura que se desean analizar en detalle. Una práctica habitual para analizar la calidad del mallado es realizar un estudio de convergencia de resultados. Para la misma estructura y condiciones de contorno, se generan diferentes densidades de malla y los resultados son analizados en función de estas. Esto permite conocer cuál es el número de elementos a partir del cual los resultados se mantendrán independientes del mallado.

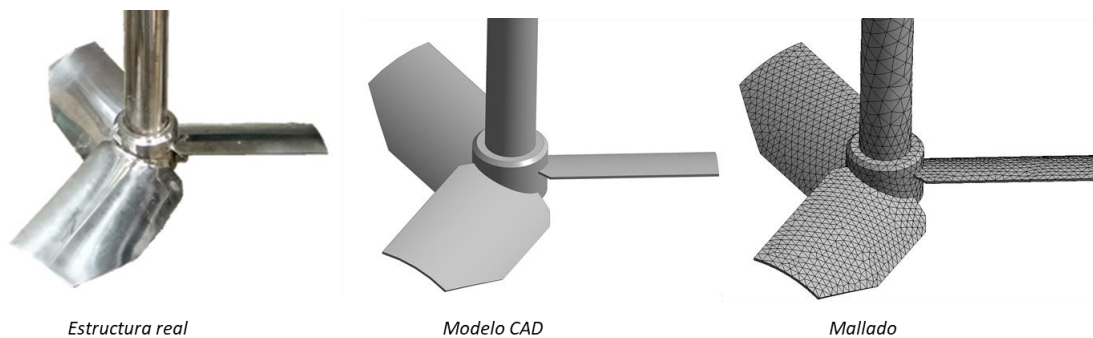


Figura 3-8. Modelo simplificado y mallado de una estructura real.

Precisar en los resultados no implica necesariamente una mayor fidelidad respecto a la realidad. Conocer adecuadamente condiciones de contorno que afectan a la estructura es un aspecto básico a la hora de realizar este tipo de análisis. Se deben definir correctamente los contactos entre los diferentes elementos o la rigidez de los acoples. En el caso que nos ocupa, los agitadores presentan una serie de condiciones que se deben tener en cuenta. El eje del agitador está en contacto con rodamientos, cada uno de los cuales tendrá su rigidez. Estos están instalados en la torreta juntamente

con el motor o motorreductor. El conjunto estará instalado en una estructura soporte o en un depósito, con sus respectivas características geométricas y condiciones de contorno.

El software de cálculo permite definir de diferentes maneras los contactos o uniones entre sólidos, pudiendo aproximarse más o menos a las condiciones reales. El desconocimiento de estas o su idealización en su configuración puede resultar en un análisis erróneo de la estructura. En la Figura 3-9 se pone de ejemplo el contacto entre el eje, los rodamientos y la torreta. A la hora de configurar esta condición de contorno, la zona de los rodamientos se puede simplificar mediante el uso de una condición de rigidez pura. Sin embargo, esto se alejaría de las condiciones reales. Los rodamientos poseen rigideces diferentes en sentido axial y radial, y estas a su vez pueden diferir entre un rodamiento y otro. Los programas de cálculo ofrecen la posibilidad configurar el contacto con el uso de rodamientos o muelles, pudiendo especificar la rigidez en cada una de las direcciones.

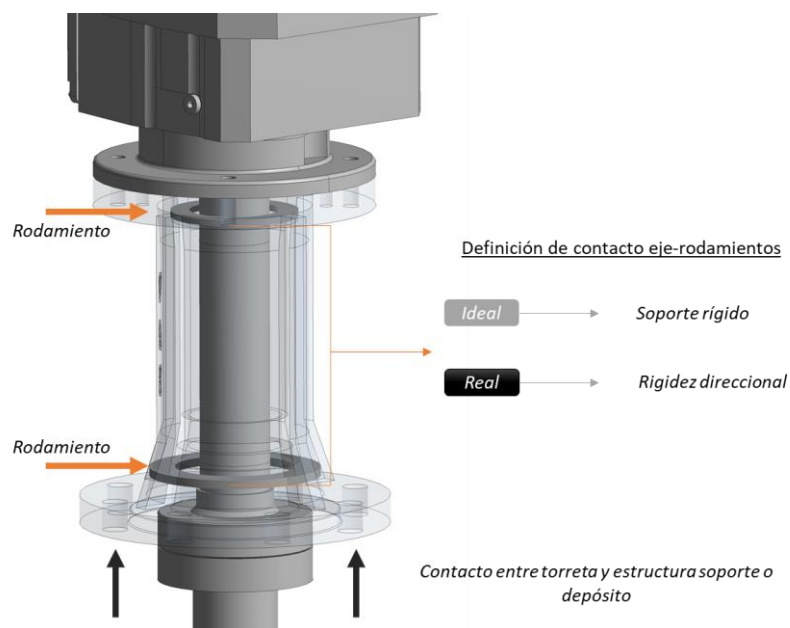


Figura 3-9. Definición de contacto entre eje y rodamientos.

Resulta muy difícil precisar en estos factores en la etapa de diseño, por lo que el análisis modal experimental es de gran utilidad. El método de elementos finitos proporciona una solución aproximada del problema, cuyo error se puede analizar mediante los resultados obtenidos en ensayos experimentales. A partir de estos se pueden calibrar las condiciones de contorno con tal de que se aproximen a la realidad, obteniendo así resultados más fiables. A esta práctica se la conoce como validación del modelo numérico.

Comportamiento dinámico en vacío

A partir de la información definida por el usuario, el software de simulación calcula las frecuencias y modos propios de la estructura a partir de la ecuación matricial siguiente [101]:

$$[M_e]\{\ddot{x}(t)\} + [C_e]\{\dot{x}(t)\} + [K_e]\{x(t)\} = \{F_e(t)\} \quad (3.9)$$

En este caso, se entiende que la estructura en cuestión está rodeada de un fluido de muy baja densidad como sería el aire o incluso en vacío. En el caso de agitadores u otros sistemas rotodinámicos, las estructuras se encuentran en contacto con fluido durante su funcionamiento y resulta importante en su análisis tener en cuenta esta condición de contorno.

Comportamiento dinámico del sistema acústico

El fluido en el cual está sumergida total o parcialmente una estructura se le define como sistema acústico. Este se caracteriza a partir de su densidad, velocidad del sonido o la presión a la cual está sometido. Su comportamiento dinámico puede ser analizado a partir de las presiones dinámicas de cada elemento de fluido (p) [102], [103].

$$[M_f]\{\ddot{p}(t)\} + [C_f]\{\dot{p}(t)\} + [K_f]\{p(t)\} = \{F_{flu}(t)\} \quad (3.10)$$

En la ecuación (3.10), M_f , C_f y K_f representan las matrices de masa, amortiguamiento y rigidez del volumen de fluido respectivamente [46]. F_{flu} se define como la fuerza aplicada a los elementos del fluido. Las frecuencias naturales de la cavidad de fluido se pueden obtener asumiendo que $F_{flu} = 0$.

Comportamiento dinámico de un sistema acoplado

Cuando la estructura a analizar está en contacto con el sistema acústico, tanto si está en contacto por una de sus superficies o totalmente sumergido, se entiende que ambos sistemas están acoplados. Esto se conoce como interacción fluido-estructura. En este caso, la ecuación que describe el sistema acoplado se puede escribir de la siguiente manera,

$$[M_e]\{\ddot{x}(t)\} + [C_e]\{\dot{x}(t)\} + [K_e]\{x(t)\} = \{F_e(t)\} + \{F_{fe}(t)\} \quad (3.11)$$

En donde $F_{fe}(t)$ representa el vector de presión que el fluido ejerce en la superficie de la estructura causado por el movimiento de esta última. A partir de su definición matemática y

sustituyéndola en la ecuación (3.11), se define la ecuación matricial que describe la interacción fluido-estructura [103].

$$\begin{bmatrix} [M_e] & [0] \\ [M_{fe}] & [M_f] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{\ddot{x}(t)\} \\ \{\ddot{p}(t)\} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [C_e] & [0] \\ [0] & [C_f] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{\dot{x}(t)\} \\ \{\dot{p}(t)\} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [K_e] & [K_{fe}] \\ [0] & [K_f] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{x(t)\} \\ \{p(t)\} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \{F_e(t)\} \\ \{0\} \end{Bmatrix} \quad (3.12)$$

En donde M_{fe} y K_{fe} son respectivamente la matriz equivalente de masa y rigidez del sistema acoplado [104]. Para este tipo de problema, los elementos con sufijos f son generados por los elementos de fluido y las matrices con sufijo e por la estructura.

Considerando la rigidez del fluido mucho menor a la de la estructura, la influencia del fluido en el comportamiento dinámico de una estructura está condicionada por su masa y, por tanto, de su densidad. Sistemas sumergidos o en contacto con fluido muestran una reducción en sus frecuencias propias comparadas con las mismas en aire o vacío. Dado que la masa del fluido implicada en el cálculo es la desplazada por la estructura en su movimiento, la influencia del fluido en sus frecuencias propias será dependiente del modo de vibración [45].

El análisis de frecuencias propias que realiza Vak Kimsa S.A. en sus agitadores se han llevado a cabo casos mediante simulaciones numéricas que nunca han sido validadas experimentalmente. Resulta necesario la obtención de un modelo numérico validado que permita a la empresa precisar en los resultados, analizando las diferentes variables geométricas y condiciones de contorno que puedan afectar al comportamiento dinámico de sus agitadores. A continuación, se describen los ensayos experimentales llevados a cabo tanto en aire como con el agitador sumergido en agua. Además, se detallan los resultados obtenidos por simulación y el aumento de precisión en el análisis de frecuencias propias.

Capítulo 4. Estudio de agitadores en funcionamiento.

4.1 Conceptos fundamentales

En funcionamiento, un sistema rotodinámico como un agitador se verá excitado por una gran cantidad de fuerzas, ya sean de origen hidráulico, mecánico o eléctrico, cada una de ellas con una frecuencia, magnitud y dirección que pueden variar a lo largo del tiempo. Estas generan vibraciones que pueden ser detectadas mediante sensores, situados tanto en partes estacionarias como rotativas. Muchas de ellas están asociadas a la velocidad de rotación, por lo que en caso de girar a una frecuencia igual a una de las frecuencias propias del sistema se estaría en una situación de resonancia. En sistemas rotodinámicos, a estas velocidades de giro se las conoce como velocidades críticas. Además de las posibles frecuencias propias que puedan verse excitadas en mayor o menor grado, se observan una serie de frecuencias que son características de cada sistema.

Existen un conjunto de frecuencias en el espectro que resultan normales en el análisis de un sistema rotodinámico. Una de las principales señales de origen mecánico es la frecuencia de rotación, o f_0 . Esta señal es generada por pequeñas imperfecciones que generan un desequilibrio en el rotor. El uso de motorreductor genera vibraciones asociadas a la velocidad de giro de cada eje, f_e , así como las frecuencias de engranaje, f_{eng} . Esta última, calculada a partir del número de dientes y su velocidad de rotación. Las vibraciones de origen eléctrico vendrán generadas por la velocidad de rotación del motor $N_m[rpm]$ y la frecuencia de la línea eléctrica (50Hz).

Desde el punto de vista hidráulico, los agitadores producen una serie de frecuencias que pueden ser detectadas en un espectro, las cuales se distinguen entre periódicas o no periódicas. Las señales periódicas, generadas a cada giro del agitador, pueden ser originadas tanto por el número de álabes de la pala, como por su interacción con elementos estáticos del depósito. Estos pueden ser deflectores, tuberías de entrada i/o salida de fluido o para el calentamiento o enfriamiento del producto. Este tipo de excitación se conoce como paso de álabes, f_b , y se calcula mediante la expresión indicada en la Tabla 4.1, en donde b es el número de álabes de cada pala.

Cada uno de los álabes que forman las palas, así como el número de pisos, generan turbulencias que excitan un amplio rango de frecuencias. A este tipo de excitaciones se las define como no

periódicas o estocásticas, ya que no se repiten a intervalos de tiempo determinados. El nivel de turbulencia que se genere dependerá del modelo de pala utilizado, el número de pisos, la existencia o no de deflectores, velocidad de rotación y características del fluido.

Tabla 4.1. Principales vibraciones de origen mecánico, eléctrico e hidráulico.

Origen	Frecuencia (Hz)
Rotación	$f_0 = N/60$
Paso de álabes	$f_b = f_f \cdot b$
Motor	$f_m = N_m/60$
Reductor	$f_e = N_e/60; f_{eng} = f_e \cdot Z_e$
Turbulencia	<i>Banda ancha</i>

Este conjunto de señales compone el espectro del agitador, el cual se conoce como firma. Esta representa el comportamiento del sistema a través de las vibraciones que generan cada uno de sus componentes. Dada la complejidad de un sistema de agitación, teniendo en cuenta el gran número de elementos mecánicos y condiciones de contorno a las que están sometidos, las firmas de los agitadores resultan únicas para cada modelo.

La zona de la maquina desde donde se analizan las vibraciones puede variar de manera significativa las características de la firma obtenida. Las vibraciones generadas por cada uno de los componentes se transmitirán a través de todo el sistema, siendo estas de mayor o menor amplitud dependiendo de la cercanía a su fuente. Así, en los puntos cercanos al motor o motorreductor predominarán vibraciones generadas por fenómenos eléctricos y los generados por los engranajes. Posicionando los acelerómetros en los rodamientos, se obtendrá mejor información sobre la velocidad de rotación del eje, fenómenos hidráulicos y posibles situaciones de resonancia. Así mismo, las vibraciones pueden ser generadas en dirección axial, radial o en ambas. Por tanto, la capacidad de detección de estas frecuencias y sus características dependerán de la zona de la estructura en la que se mida y la dirección de análisis.

Capítulo 5. Análisis de fallos en agitadores.

5.1 Problemas y síntomas

La firma de un sistema rotodinámico establece cuáles son las frecuencias y amplitudes que se consideran normales bajo unas condiciones de funcionamiento determinadas y siempre obtenidas desde el mismo punto de la estructura. Gracias a esta característica, comparando firmas generadas en momentos diferentes es posible diagnosticar cada una de las partes que componen el sistema. La aparición de nuevas frecuencias en la firma o un aumento de alguna de sus amplitudes pueden ser los primeros síntomas de un daño en el sistema. Existe una gran variedad de daños estructurales que pueden ser detectados mediante análisis de vibraciones [93], [95], [108].

Muchos de estos síntomas se presentan de manera similar en el espectro, de manera que se deben tener en cuenta varias consideraciones para poder discernir entre ellos. Además, su análisis resulta complejo, por lo que cada uno requiere de técnicas avanzadas de análisis de señales. Estas pueden encontrar en bibliografía especializada de análisis de vibraciones [93], [94].

5.1.1 Deformaciones o desequilibrios de eje

El eje de un agitador es una pieza clave para el buen funcionamiento del sistema de agitación. Una baja calidad en el material utilizado o errores durante su fabricación pueden generar deformaciones a lo largo de su geometría. Esta se puede entender como una masa desplazada del eje de rotación, generando una fuerza radial que se incrementa con el cuadrado de la velocidad de rotación.

En la etapa de fabricación, es responsabilidad del fabricante establecer cuáles son las deformaciones máximas admitidas de los ejes, en función de su longitud y de la velocidad nominal de trabajo. La imposibilidad de obtener un eje de total rectitud implicará una detección de su velocidad de rotación en la firma del agitador. Esta frecuencia f_0 poseerá una amplitud determinada, que se establece como la amplitud normal de esta frecuencia. Por tanto, la amplitud estará condicionada por los criterios de calidad del fabricante, así como de las fuerzas generada por el fluido en contacto con la pala (ver apartado 2.5.2)

En el caso de un incorrecto dimensionado del eje en la etapa de diseño, o variaciones por parte del cliente en la velocidad de trabajo o las características del fluido, pueden aparecer deformaciones en los ejes o en las palas. Desde el punto de vista vibratorio, este aumento en la deformación inicial o desequilibrio del eje se traducirá en un aumento en la amplitud de f_0 .

5.1.2 Engranajes

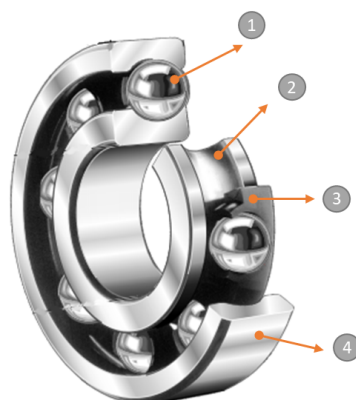
El estado de las cajas de engranajes de los motorreductores se puede analizar observando las frecuencias de giro de los ejes que lo componen f_e y de engrane f_{eng} de cada una de las ruedas y piñones. Las frecuencias en engrane suelen estar rodeadas por frecuencias equidistantes a ella y de baja amplitud. Estas son conocidas como bandas laterales y corresponden a la frecuencia de giro del piñón y la rueda. Tanto f_e como f_{eng} y sus bandas son sensibles ante cambios en la situación de trabajo o aparición de los primeros síntomas de daño en alguno de sus componentes. A continuación, se enumeran los casos más típicos y cómo se observa cada uno de ellos desde el punto de vista vibratorio.

- **Carga de trabajo excesiva:** La frecuencia de engrane muestra amplitudes elevadas en caso de trabajar bajo cargas excesivas.
- **Ejes de engranajes no paralelos:** La excentricidad entre ejes activa las frecuencias propias de los engranajes y genera un aumento de amplitud en las bandas laterales alrededor de f_e .
- **Desalineamiento:** El desalineamiento entre los ejes causa armónicos de f_{eng} con amplitudes elevadas y la existencia de bandas laterales de f_e .
- **Desgaste de dientes:** Los dientes de los engranajes pueden presentar daños a lo largo del tiempo, como desgaste o rotura de alguno de ellos. El desgaste produce impactos en cada giro que excitan las frecuencias propias del engranaje y aparecen múltiples bandas laterales a la frecuencia de giro de la rueda dañada. Los síntomas son similares en caso de rotura de algún diente.

5.1.3 Rodamientos

A diferencia del eje del agitador o el motorreductor, los rodamientos son elementos no-síncronos y las diferentes frecuencias de cada una de las partes que los componen se obtienen mediante fórmulas. Por tanto, el daño en alguno de sus componentes generará vibraciones que no serán múltiplos exactos de f_0 .

Los rodamientos están compuestos por dos pistas, una estática y otra que gira a la velocidad del eje, conocidas como pista exterior e interior respectivamente. En su interior se encuentran las bolas, que se colocan dentro de lo que se conoce como jaula. Si un rodamiento tiene un daño en alguna de sus bolas o posee una imperfección en alguna de sus pistas, se generarán impactos por cada giro del rodamiento. Estos impactos activarán la frecuencia propia del rodamiento y la frecuencia a la que se produce cada impacto será un indicativo del elemento dañado. El valor de estas frecuencias depende del modelo del rodamiento y de sus características geométricas, y en muchos casos pueden ser facilitadas por el fabricante. Es posible encontrar en bibliografía formulas simplificadas que aproximan las frecuencias características de cada uno de los elementos [94]. En la Figura 5-1 se identifican los diferentes elementos que componen el rodamiento, así como las fórmulas que definen las frecuencias de cada uno de ellos en caso de daño. Estas fórmulas se definen a partir del número de bolas (N_b) que posee el rodamiento.



www.medias.schaeffler.com

Daños en rodamientos		
Tipo	Definición	Fórmula
1-Elementos rodantes	<i>BSF</i>	$0,5 \cdot (N_b/2 - 1,2/N_b) \cdot N$
2-Pista interior	<i>BPFI</i>	$(N_b/2 + 1,2) \cdot N$
3-Deterioro de la jaula	<i>FTF</i>	$(0,5 - 1,2/N_b) \cdot N$
4-Pista exterior	<i>BPFO</i>	$(N_b/2 - 1,2) \cdot N$

Figura 5-1. Daños en rodamientos. Cálculo de frecuencias características.

Capítulo 6. Conclusiones

En el presente proyecto se han realizado una serie de análisis, tanto numéricos como experimentales, con la finalidad de establecer unos conocimientos profundos en el comportamiento dinámico de agitadores. Las conclusiones obtenidas forman parte de una serie de pasos previos con tal de alcanzar el objetivo principal de la empresa, tener la capacidad de ofrecer a sus clientes un servicio de análisis de vibraciones y estados de sus agitadores. Dichas conclusiones se enumeran en los párrafos siguientes.

- **Modelo numérico validado para el análisis de velocidades críticas de agitadores.**

Se llevó a cabo un análisis modal experimental de un agitador en aire instalado en una estructura soporte. Se estudiaron los cinco primeros modos de vibración, los cuales se identificaron tanto por simulación como por la técnica ODS. A partir de los resultados obtenidos se constató que el modelo numérico utilizado hasta la fecha presentaba resultados erróneos, con un valor de la primera frecuencia propia un 30% por encima del experimental. Esto indicó que las condiciones de contorno utilizadas pertenecían a una situación idealizada, en la que el sistema presentaba una rigidez total.

Gracias a la modelización de muelles en las zonas de acople entre el eje y la torreta se establecieron condiciones de contorno realistas, dada la posibilidad de adaptar la rigidez del sistema. Los resultados mejoraron de manera notable, obteniéndose de esta manera errores menores al 10% respecto a lo experimental para los cinco primeros modos de vibración identificados en aire.

Con tal de analizar la influencia del fluido en el valor de las frecuencias propias, se hizo uso de un depósito de 2300 litros de capacidad. El cambio de estructura en la que se instaló el agitador supuso una variación en el valor de su primera frecuencia propia en aire de más de un 23% respecto a los primeros resultados experimentales. Esto subrayó la importancia que tiene la estructura soporte en las características dinámicas del sistema, así como también de la calidad de la instalación del agitador.

Se analizó el agitador en contacto con agua, sumergiendo uno y dos pisos de palas. Se observó una reducción en el valor de la primera frecuencia propia en aire de un 9% y un 14% respectivamente. Se adaptó el modelo numérico utilizado, caracterizando al fluido que rodea al agitador como un elemento acústico. Este quedó validado, obteniendo resultados con errores menores al 6% respecto al experimental para todos los modos de vibración.

- **Optimización del diseño.**

La empresa adquirió un mejor conocimiento de la física implicada en el estudio de frecuencias propias con consecuencias directas en sus productos. Existe a día de hoy una mayor capacidad de resolución de problemas de agitadores en situaciones de resonancia o con altas vibraciones. Esto pasa por aplicar variaciones en el diseño del agitador o de la estructura que lo soporta, modificando las características dinámicas del mismo de un modo conveniente, eficaz y rápido.

Los resultados demostraron la necesidad de establecer un nuevo protocolo en el análisis de frecuencias propias de agitadores mediante simulaciones, en los que se deben tener en cuenta la estructura en la que se soporta el agitador y la densidad del fluido de trabajo. Estudios numéricos posteriores mostraron que, para rangos de densidades típicos en agitación, la velocidad crítica de un agitador puede reducirse en hasta un 22%. No tener en cuenta estas condiciones pueden resultar en errores graves a la hora de establecer los rangos de velocidad de trabajo adecuados de estos sistemas.

Se estableció un flujo de análisis con el cual poder obtener deformaciones del eje del agitador con valores cercanos a la realidad. Este pasa por realizar simulaciones fluidodinámicas del tipo transitorio y bifásicas, en las cuales se tiene en cuenta el volumen tanto del fluido como del aire. Las fuerzas implicadas en la deformación del eje son monitorizadas y transformadas en un espectro de fuerza-frecuencia. Posteriormente, y mediante el uso de un análisis armónico, se estudian las deformaciones del sistema.

Los resultados mostraron que las frecuencias principales a las cuales se producen las deformaciones pueden ser detectadas mediante simulación e indicando si alguna de las frecuencias propias del sistema puede ser excitada. No obstante, el comportamiento de la estructura difiere de lo observado mediante galgas extensométricas. Esto es debido a la idealización del modelo en el software de simulación mecánica, caracterizada principalmente por una rigidez simétrica y por un nivel de amortiguamiento desconocido.

El conocimiento adquirido en simulaciones fluidodinámicas de este tipo de sistemas sirvió a la empresa para establecer mejoras en la configuración de sus agitadores. Mediante simulaciones numéricas y análisis de datos se generaron archivos de cálculo, los cuales permiten posicionar los pisos de palas a una distancia idónea entre ellas y evitando turbulencias que permitan la entrada de aire al

fluido. Estos tienen en cuenta diferentes modelos de pala, velocidad de trabajo y viscosidad y volumen de fluido.

- **Comportamiento dinámico de agitadores.**

Se estudió el comportamiento vibratorio de un agitador bajo diferentes velocidades de funcionamiento y en contacto con agua. Se llevaron a cabo un total de 26 análisis, para los cuales se utilizaron dos de los modelos de pala más significativos para la empresa. En el análisis de firmas se identificaron las fuentes de vibración más importantes y se relacionaron con lo observado a partir de los niveles RMS. Para la empresa, esto resultó ser el primer ensayo experimental y la primera adquisición de información sobre el comportamiento vibratorio de sus equipos.

De forma general, los resultados mostraron que los sensores ubicados en partes rotativas presentan firmas dominadas por el nivel de desequilibrio y la interacción entre álabes y elementos estáticos del depósito. Desde el punto de vista estacionario, y dada la posición de los acelerómetros, se observaron con mayor facilidad frecuencias correspondientes al paso de álabes, velocidad del motor y engranajes, así como frecuencias propias del soporte o eje que puedan verse amplificadas por la generación de turbulencia o armónicos. Es importante destacar que la velocidad de giro del eje, asociada al desequilibrio, fue detectada desde el punto de vista estacionario a partir de las 236rpm. Por tanto, por debajo de estas velocidades resulta recomendable el uso de sondas de desplazamiento para el correcto análisis del desequilibrio.

Al comparar las firmas de ambos modelos de palas se observó lo siguiente. El modelo A, formado por dos álabes, genera un desequilibrio hidráulico que aumenta en casi tres veces al instalar un segundo piso del mismo modelo. Por el contrario, el uso del modelo de pala formado por tres álabes mejora comportamiento fluidodinámico del sistema, disminuyendo considerablemente su nivel de desequilibrio hidráulico. Este desequilibrio, que resulta ser casi cuatro veces menor al modelo A, puede mantenerse casi invariable al sumar un segundo piso de palas. El hecho de que la mayor parte de la fuente del desequilibrio de ambos modelos fuera hidráulica, y no mecánica, se observó mediante un análisis de ambos girando en aire.

Las firmas analizadas demuestran que en la etapa de diseño es importante conocer las características dinámicas del sistema de agitación por completo. La primera frecuencia propia o velocidad crítica de un agitador puede ser amplificada por una característica propia del diseño de pala,

como es su número de álabes. Este genera un armónico de la velocidad de rotación que es capaz de amplificar esta frecuencia propia trabajando a velocidades inferiores a la de resonancia. De la misma manera, la segunda frecuencia propia del agitador puede verse amplificada por un segundo piso de palas y las fuerzas que genera esta. Finalmente, frecuencias propias del soporte pueden ser amplificadas por la acción de turbulencia o la velocidad de giro del accionamiento. Por tanto, esta información debe ser tenida en cuenta y analizada en la etapa de diseño, y a la hora de establecer rangos de trabajo recomendados por el fabricante.

- **Implementación de la tecnología**

Los ensayos experimentales presentados fueron llevados cabo con la mayor variedad de sensores posibles y ubicados en diferentes posiciones del agitador. Esto permitió conocer el comportamiento del agitador de manera completa y desde diferentes puntos de vista. Así mismo, la empresa adquirió una información muy valiosa en cuanto a la adquisición, análisis y a la interpretación de señales de diferentes sensores, ya sean de deformación, velocidad o aceleración.

Los resultados obtenidos permitieron establecer unas necesidades mínimas en cuanto a hardware y software para poder realizar análisis de vibraciones en planta o de manera remota en casa del cliente. Permitiendo, de esta manera, obtener la información más relevante del sistema al menor coste posible. Esto hizo posible la adquisición, por parte de Vak Kimsa S.A., del hardware y software necesario para el análisis de sistemas de agitación en planta.

Se llevaron a cabo una serie de análisis en agitadores bajo algunas de las condiciones de fallo típicas, como son la deformación inicial de ejes, deformación de álabes o la fijación incorrecta del sistema en la estructura soporte. Para cada una se identificaron las frecuencias más importantes en las firmas y las variaciones presentadas respecto al agitador bajo las condiciones de calidad exigidas por la empresa. A su vez, se demostró una vez más la importancia de la monitorización de estos sistemas dada la dificultad, desde el punto de vista cualitativo, de observar aumentos de vibración o deformación del agitador bajo alguno de estos problemas. A raíz de esto, se mejoraron algunos de los criterios de calidad de la empresa, estableciendo rangos de deformación máxima admisible del eje en función de la velocidad nominal del agitador.

- **Gestión de datos**

A partir del presente estudio se generó un manual para la adquisición, análisis e interpretación de señales y se estableció un protocolo de análisis de vibraciones de manera que sirvieran como documentos base para la formación de personal de la empresa y el correcto uso de la información obtenida.

Se estableció como normal general el estudio del comportamiento dinámico de agitadores con velocidades superiores a las 400rpm, así como el estudio numérico de sus frecuencias y modos propios. El análisis experimental adquirió tal importancia que pasó a ser una etapa más en la producción de equipos de agitación, por lo que se construyeron nuevas plataformas de ensayos de agitadores y un depósito de pruebas de 25000 litros de capacidad.

Gracias a esto, durante el último año de estudio se realizaron más de 30 análisis en diferentes agitadores, todos ellos en contacto con agua. En base a los datos adquiridos, se han podido dar los primeros pasos para establecer una normativa de vibraciones de agitadores, estableciendo niveles de vibración adecuados en base al modelo de pala, número de pisos y potencia. A medida que el número de análisis aumente, la empresa será capaz de ampliar y mejorar su base datos sobre el comportamiento vibratorio de sus equipos de agitación, teniendo en cuenta otros aspectos relevantes como son la longitud del eje y el fluido de trabajo.

Teniendo los conocimientos teóricos y prácticos necesarios para ofrecer un servicio de diagnóstico de agitadores, se estableció contacto con un fabricante de soluciones para la Industria 4.0. Este ofreció a Vak Kimsa S.A. el acceso a un sistema de adquisición de prueba, con todos los elementos y capacidades necesarias para poder realizar un análisis remoto a través de una conexión a internet. El sistema fue probado en un agitador en funcionamiento y se pudo establecer conexión desde fuera de la empresa, visualizando firmas, valores RMS y pudiendo configurar niveles de alarma y pre-alarma.

Referencias

- [1] "EKATO." <https://www.ekato.com/en-us/> (accessed Sep. 19, 2018).
- [2] A. Hydro, "DIA TECH Monitoring and Diagnosis System." Accessed: Sep. 19, 2018. [Online]. Available: www.andritz.com.
- [3] "Bilfinger Industrial Services." <http://www.is-ch.bilfinger.com/en/services/maintenance/> (accessed Sep. 19, 2018).
- [4] P. D. E. L. S. S. Reinhard Geissbauer, *How industry leaders build integrated operations ecosystems to deliver end-to-end customer solutions*. 2017.
- [5] B. Villaz, G. I. L. Presidente, O. Industria, A. Dur, and C. Excelencia, "Industria Conectada 4.0 - II ESTUDIO SMART INDUSTRY 4.0," 2019, [Online]. Available: <https://www.industriaconectada40.gob.es/difusion/noticias/Paginas/II-ESTUDIO-SMART-INDUSTRY-4-0-.aspx>.
- [6] F. Arteaga, "La cuarta revolución industrial (4RI): un enfoque de seguridad nacional."
- [7] A. Daecher, B. Sniderman, M. Cotteleer, and T. Murphy, "The industry 4.0 paradox overcoming disconnects on the path to digital transformation," p. 44, 2018.
- [8] G. J. Pollard, "Fluid loadings on mixing equipment: Comparative laboratory work (stage 1)," 1979.
- [9] G. J. Pollard, "Fluid loadings on mixing equipment: comparative laboratory (stage 2)," Cranfield, England, 1981.
- [10] Z. Cai, A. Eaglesham, and Z. Gao, "Effects of bubbly flow on bending moment acting on the shaft of a gas sparged vessel stirred by a Rushton turbine," *Chinese J. Chem. Eng.*, vol. 23, no. 3, pp. 482–489, 2015.
- [11] B. Cooker and R. M. Nedderman, "A theory of the mechanics of the helical ribbon powder agitator," *Powder Technol.*, vol. 50, no. 1, pp. 1–13, 1987.
- [12] N. R. Kippers and A. G. L. Holloway, "Experiments on the whirling of pitched blade impellers in

- baffled mixing vessels,” *J. Fluids Struct.*, vol. 49, pp. 29–52, Aug. 2014, doi: 10.1016/J.JFLUIDSTRUCTS.2014.03.017.
- [13] J. Kratěna, I. Fořt, O. Brůha, and J. Pavel, “Distribution of dynamic pressure along a radial baffle in an agitated system with standard Rushton turbine impeller,” *Chem. Eng. Res. Des.*, vol. 79, no. 8, pp. 819–823, 2001.
- [14] C. Kuncewicz and M. Pietrzykowski, “Hydrodynamic model of a mixing vessel with pitched-blade turbines,” *Chem. Eng. Sci.*, vol. 56, no. 15, pp. 4659–4672, 2001.
- [15] Y. Liang, Z. Gao, W. Zhao, and Z. Cai, “Coupling simulation of fluid structure interaction in the stirred vessel with a pitched blade turbine,” *Chinese J. Chem. Eng.*, vol. 26, no. 5, pp. 922–929, 2018.
- [16] R. J. Weetman and B. Gigas, “Mixer mechanical design-fluid forces,” in *Proceedings of the 19th international pump users symposium*, 2002.
- [17] K. Van’t Riet, W. Bruijn, and J. M. Smith, “Real and pseudo-turbulence in the discharge stream from a Rushton turbine,” *Chem. Eng. Sci.*, vol. 31, no. 6, pp. 407–412, 1976.
- [18] R. Escudié, D. Bouyer, and A. Liné, “Characterization of trailing vortices generated by a Rushton turbine,” *AIChE J.*, vol. 50, no. 1, pp. 75–86, 2004.
- [19] G. C. Cudmore, A. G. L. Holloway, and A. G. Gerber, “A model of impeller whirl for baffled mixing vessels,” *J. Fluids Struct.*, vol. 54, pp. 719–742, Apr. 2015, doi: 10.1016/J.JFLUIDSTRUCTS.2015.01.010.
- [20] A. W. Nienow, M. F. Edwards, and N. Harnby, *Mixing in the process industries*. Butterworth-Heinemann, 1997.
- [21] E. L. Paul, V. A. Atiemo-Obeng, and S. M. Kresta, *Handbook of industrial mixing: science and practice*. John Wiley & Sons, 2004.
- [22] V. A. Atiemo-Obeng, S. M. Kresta, and E. L. Paul, *Handbook of Industrial Mixing*. John Wiley & Sons, Incorporated, 2004.
- [23] EKATO, “Handbook of mixing technology.” EKATO Ruehr-und Mischtechnik GmbH Schopfheim, 1991.

- [24] D. S. Dickey and J. B. Fasano, "Mechanical design of mixing equipment," *Handb. Ind. Mix. Sci. Pract.*, pp. 1247–1332, 2004.
- [25] C. c Sonsino, "Multiaxial fatigue of welded shaft-flange connections of stirrers under random non-proportional torsion and bending," in *ICBMFF3*, 1990.
- [26] R. W. Fuller *et al.*, "Failure analysis of AISI 304 stainless steel shaft," *Eng. Fail. Anal.*, vol. 15, no. 7, pp. 835–846, 2008.
- [27] C. Karaagac and M. E. Toygar, "Fracture and fatigue analysis of an agitator shaft with a circumferential notch," *Eng. Fract. Mech.*, vol. 73, no. 14, pp. 2034–2052, 2006.
- [28] S. Zangeneh, M. Ketabchi, and A. Kalaki, "Fracture failure analysis of AISI 304L stainless steel shaft," *Eng. Fail. Anal.*, vol. 36, pp. 155–165, 2014.
- [29] M. S. Lebold *et al.*, "Using torsional vibration analysis as a synergistic method for crack detection in rotating equipment," in *Proceedings of the Aerospace Conference*, 2004, vol. 6, pp. 3517–3527.
- [30] K. Maynard and M. Trethewey, "Blade and shaft crack detection using torsional vibration measurements part 3: field application demonstrations," *Noise Vib. Worldw.*, vol. 32, no. 11, pp. 16–23, 2001.
- [31] K. P. Maynard and M. Trethewey, "Blade and shaft crack detection using torsional vibration measurements Part 1: Feasibility studies," *Noise Vib. Worldw.*, vol. 31, no. 11, pp. 9–15, 2000.
- [32] D. Satpute, P. Baviskar, P. Gandhi, M. Chavanke, and T. Aher, "Crack Detection in Cantilever Shaft Beam Using Natural Frequency," *Mater. Today Proc.*, vol. 4, no. 2, pp. 1366–1374, 2017.
- [33] A. S. Sekhar and B. S. Prabhu, "Effects of coupling misalignment on vibrations of rotating machinery," *J. Sound Vib.*, vol. 185, no. 4, pp. 655–671, 1995, doi: <https://doi.org/10.1006/jsvi.1995.0407>.
- [34] A. K. Jalan and A. R. Mohanty, "Model based fault diagnosis of a rotor–bearing system for misalignment and unbalance under steady-state condition," *J. Sound Vib.*, vol. 327, no. 3, pp. 604–622, 2009, doi: <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2009.07.014>.
- [35] A. Simm, Q. Wang, S. Huang, and W. Zhao, "Laser based measurement for the monitoring of

- shaft misalignment,” *Measurement*, vol. 87, pp. 104–116, 2016, doi: <https://doi.org/10.1016/j.measurement.2016.02.034>.
- [36] J. Wang, R. X. Gao, and R. Yan, “A hybrid approach to bearing defect diagnosis in rotary machines,” *CIRP J. Manuf. Sci. Technol.*, vol. 5, no. 4, pp. 357–365, 2012, doi: <https://doi.org/10.1016/j.cirpj.2012.09.009>.
- [37] N. H. Chandra and A. S. Sekhar, “Fault detection in rotor bearing systems using time frequency techniques,” *Mech. Syst. Signal Process.*, vol. 72–73, pp. 105–133, 2016, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2015.11.013>.
- [38] S. Madhavan, R. Jain, C. Sujatha, and A. S. Sekhar, “Vibration based damage detection of rotor blades in a gas turbine engine,” *Eng. Fail. Anal.*, vol. 46, pp. 26–39, 2014, doi: <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2014.07.021>.
- [39] C. Wang, D. Zhang, Y. Ma, Z. Liang, and J. Hong, “Theoretical and experimental investigation on the sudden unbalance and rub-impact in rotor system caused by blade off,” *Mech. Syst. Signal Process.*, vol. 76–77, pp. 111–135, 2016, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2016.02.054>.
- [40] K. P. Maynard and M. Trethewey, “Blade and shaft crack detection using torsional vibration measurements part 2: resampling to improve effective dynamic range,” *Noise Vib. Worldw.*, vol. 32, no. 2, pp. 23–26, 2001.
- [41] D. Shi, Y. Liang, A. Eaglesham, and Z. Gao, “Effect of the impeller imbalance on the bending moment acting on a shaft in a stirred vessel,” *Chem. Eng. Res. Des.*, vol. 92, no. 11, pp. 2191–2200, 2014.
- [42] H. Ma, D. Wang, X. Tai, and B. Wen, “Vibration response analysis of blade-disk dovetail structure under blade tip rubbing condition,” *J. Vib. Control*, vol. 23, no. 2, pp. 252–271, 2017.
- [43] M. Shahgholi, S. E. Khadem, and S. Bab, “Free vibration analysis of a nonlinear slender rotating shaft with simply support conditions,” *Mech. Mach. Theory*, vol. 82, pp. 128–140, Dec. 2014, doi: [10.1016/J.MECHMACHTHEORY.2014.08.005](https://doi.org/10.1016/J.MECHMACHTHEORY.2014.08.005).
- [44] M. Fischer and K. Strohmeier, “Fluid-Structure Interaction of Stirrers in Mixing Vessels-Part I: Development of the Mechanical Model ASME PVP Emerging Technologies in Fluids,” *Struct.*

Fluid/Structure Interact. Vancouver, BC, Canada, August, vol. 4, 2002.

- [45] R. D. Blevins and R. Plunkett, "Formulas for Natural Frequency and Mode Shape," *J. Appl. Mech.*, vol. 47, no. 2, pp. 461–462, Jun. 1980, [Online]. Available: <http://dx.doi.org/10.1115/1.3153712>.
- [46] M. Bossio *et al.*, "Numerical study on the influence of acoustic natural frequencies on the dynamic behaviour of submerged and confined disk-like structures," *J. Fluids Struct.*, vol. 73, 2017, doi: 10.1016/j.jfluidstructs.2017.05.008.
- [47] A. Presas, D. Valentin, E. Egusquiza, C. Valero, and U. Seidel, "On the detection of natural frequencies and mode shapes of submerged rotating disk-like structures from the casing," *Mech. Syst. Signal Process.*, vol. 60, pp. 547–570, 2015.
- [48] D. Valentín, A. Presas, E. Egusquiza, and C. Valero, "Experimental study on the added mass and damping of a disk submerged in a partially fluid-filled tank with small radial confinement," *J. Fluids Struct.*, vol. 50, pp. 1–17, 2014.
- [49] E. Egusquiza, C. Valero, Q. Liang, M. Coussirat, and U. Seidel, "Fluid added mass effect in the modal response of a pump-turbine impeller," in *ASME 2009 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference*, 2009, pp. 715–724.
- [50] A. Presas, C. Valero, X. Huang, E. Egusquiza, M. Farhat, and F. Avellan, "Analysis of the dynamic response of pump-turbine runners-Part I: Experiment," in *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 2012, vol. 15, no. 5, p. 52015.
- [51] D. Valentín, A. Presas, E. Egusquiza, C. Valero, and M. Bossio, "Dynamic response of the MICA runner. Experiment and simulation," *J. Phys. Conf. Ser.*, vol. 813, no. 1, 2017, doi: 10.1088/1742-6596/813/1/012036.
- [52] M. del C. Valero Ferrando, X. Huang, E. Egusquiza Estévez, M. Farhat, and F. Avellan, "Modal behavior of a reduced scale pump-turbine impeller. Part II. Numerical Simulation," in *Proceedings 25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*, 2010, pp. 926–934.
- [53] K. Strohmeier and R. Hölzl, "Vibrational Damage to a Bio-Reactor," *Chem. Eng. Technol.*, vol.

- 21, no. 4, pp. 365–367, 1998.
- [54] H. Narvekara and V. Bhosalea, “Integrity Check and Vibration Study for Agitator Vessel by FEA.”
- [55] S. Raval and A. G. L. Holloway, “Experimental study of dual-impeller string vibration in a baffled mixing vessel,” *Int. J. Press. Vessel. Pip.*, Feb. 2018, doi: 10.1016/J.IJPVP.2018.02.004.
- [56] J. Hua, S. Z. Zhou, J. Q. Wang, F. P. Zhong, and X. X. Wei, “Modal Test and Finite Element Analysis of Sand Blender’s Agitator,” in *Advanced Materials Research*, 2010, vol. 139, pp. 2359–2363.
- [57] W. H. Walston, W. F. Ames, and L. G. Clark, “Dynamic Stability of Rotating Shafts in Viscous Fluids,” *J. Appl. Mech.*, vol. 31, no. 2, pp. 291–299, Jun. 1964, [Online]. Available: <http://dx.doi.org/10.1115/1.3629600>.
- [58] T. Berger, B. Eckl, and K. Strohmeier, “Fluid-Structure Interaction of Stirrers in Mixing Vessels: Part II—Fully Coupled Simulation,” in *ASME 2002 Pressure Vessels and Piping Conference*, 2002, pp. 127–131.
- [59] J. Boppert, T. Berger, and K. Strohmeier, “Investigation of Vibrations of Different Mixing Stirrer Heads considering Fluid-Structure Interaction Semestrial Thesis,” *Inst. Press. Vessel. Plant Des. TU Mtinchen, Ger.*, 2001.
- [60] V. Uhl, “Mixing V1: Theory And Practice,” 2012, Accessed: Apr. 16, 2020. [Online]. Available: https://books.google.com/books?hl=ca&lr=&id=8_OQOIXrHBkC&oi=fnd&pg=PP1&dq=Mixing+theory+and+practice+Uhl&ots=BO0MPrbN-5&sig=c486Sjj1aJHcHwyPx1dx3zFRX_g.
- [61] G. B. Tatterson, *Fluid Mixing And Gas Dispersion In Agitated Tanks*. 1991.
- [62] L. Liu, ““Advances in Industrial Mixing: A Companion to the Handbook of Industrial Mixing,”” *Johnson Matthey Technol. Rev.*, 2017, doi: 10.1595/205651317x696225.
- [63] P. J. Cullen, *Food Mixing: Principles and Applications*. 2009.
- [64] “Miscibilidad - Wikipedia, la enciclopedia libre.” <https://es.wikipedia.org/wiki/Miscibilidad> (accessed Feb. 08, 2021).
- [65] J. M. Cimbala and Y. a. Cengel, “Mecánica de Fluidos: Fundamentos y Aplicaciones,” *McGrawHill*, 2001, doi: 10.1017/CBO9781107415324.004.

- [66] R. Mezaki, M. Mochizuki, and K. Ogawa, *Engineering Data on Mixing*. 2000.
- [67] N. Harnby, M. F. Edwards, and A. W. Nienow, "Mixing in the process industries.," 1985, doi: 10.1016/b978-0-7506-3760-2.x5020-3.
- [68] S. Ghorbanian and F. Abadi, "The Role of Rheology in the Flow and Mixing of Complex Fluids," 2017.
- [69] M. F. Edwards, "Laminar flow and distributive mixing.," 1985, doi: 10.1016/b978-075063760-2/50032-9.
- [70] "Hèlixs - Vak Kimsa S.A." <https://vakkimsa.com/ca/productes/agitadors/helixs/> (accessed Apr. 09, 2020).
- [71] J. R.-C. E. Prog. and undefined 1950, "Power characteristics of mixing impellers Part 1," *ci.nii.ac.jp*, Accessed: Apr. 09, 2020. [Online]. Available: <https://ci.nii.ac.jp/naid/10026131076/>.
- [72] D. R. Woods, *Rules of Thumb in Engineering Practice*. 2007.
- [73] R. P. Chhabra and J. F. Richardson, *Non-newtonian flow and applied rheology*. 2008.
- [74] E. Ludwig, *Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants*, V2. 1953.
- [75] "Mixing 101: Baffled by Baffles? | Dynamix Agitators." <https://www.dynamixinc.com/baffled-by-baffles> (accessed Apr. 15, 2020).
- [76] R. K. Grenville, J. J. Giacomelli, G. Padron, and D. A. R. Brown, "Mixing: Impeller performance in stirred tanks," *Chem. Eng. (United States)*, 2017.
- [77] A. B. Metzner and R. E. Otto, "Agitation of non-Newtonian fluids," *AIChE J.*, vol. 3, no. 1, pp. 3–10, 1957, doi: 10.1002/aic.690030103.
- [78] A. Bakker, L. G.-C. engineering progress, and undefined 1995, "Properly choose mechanical agitators for viscous liquids," *bakker.org*, Accessed: Apr. 08, 2020. [Online]. Available: <http://www.bakker.org/cfm/publications/viscous.pdf>.
- [79] A. W. Nienow, "On impeller circulation and mixing effectiveness in the turbulent flow regime," *Chem. Eng. Sci.*, vol. 52, no. 15, pp. 2557–2565, Aug. 1997, doi: 10.1016/S0009-2509(97)00072-

- 9.
- [80] Z. Jaworski, A. Nienow, E. K.-... research & design, and undefined 1991, "A LDA study of turbulent flow in a baffled vessel agitated by a pitched blade turbine," *pascal-francis.inist.fr*, Accessed: Apr. 12, 2020. [Online]. Available: <https://pascal-francis.inist.fr/vibad/index.php?action=getRecordDetail&idt=4944068>.
- [81] G. RK and T. JN, "A New Theory Improves the Correlation of Blend Time Data from Turbulent Jet Mixed Vessels," *Chem. Eng. Res. Des.*, vol. 74, no. 3, pp. 390–396, 1996.
- [82] H. Hartmann, J. J. Derksen, and H. E. A. van den Akker, "Mixing times in a turbulent stirred tank by means of LES," *AIChE J.*, vol. 52, no. 11, pp. 3696–3706, Nov. 2006, doi: 10.1002/aic.10997.
- [83] G. Montante, M. Moštěk, M. Jahoda, and F. Magelli, "CFD simulations and experimental validation of homogenisation curves and mixing time in stirred Newtonian and pseudoplastic liquids," in *Chemical Engineering Science*, Apr. 2005, vol. 60, no. 8-9 SPEC. ISS., pp. 2427–2437, doi: 10.1016/j.ces.2004.11.020.
- [84] J. M. Bujalski, Z. Jaworski, W. Bujalski, and A. W. Nienow, "The influence of the addition position of a tracer on CFD simulated mixing times in a vessel agitated by a Rushton turbine," *Chem. Eng. Res. Des.*, vol. 80, no. 8, pp. 824–831, 2002, doi: 10.1205/026387602321143354.
- [85] C. Haringa, R. Vandewijer, and R. F. Mudde, "Inter-compartment interaction in multi-impeller mixing: Part I. Experiments and multiple reference frame CFD," *Chem. Eng. Res. Des.*, vol. 136, pp. 870–885, Aug. 2018, doi: 10.1016/j.cherd.2018.06.005.
- [86] S. Murthy and S. Jayanti, "CFD study of power and mixing time for paddle mixing in unbaffled vessels," *Chem. Eng. Res. Des.*, vol. 80, no. 5, pp. 482–498, Jul. 2002, doi: 10.1205/026387602320224067.
- [87] "EKATO. The Book: Chem. Ing. Tech. 5/2013," *Chemie Ing. Tech.*, 2013, doi: 10.1002/cite.201390041.
- [88] Techniques de l'Ingénieur, "Techniques de l'Ingénieur," <Http://Www.Techniquesingenieur.Fr/Html/Les+Cendres+Volantes>, 2012.
- [89] R. Bott, *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. 2014.

- [90] J. Y. Oldshue, *Fluid mixing technology*. McGraw-Hill, 1983.
- [91] "Shaft Design | Bending | Stress (Mechanics)." <https://es.scribd.com/document/216626061/Shaft-Design> (accessed May 12, 2020).
- [92] W. E. Boyce and R. DiPrima C., *Ecuaciones diferenciales y problemas con valores en la frontera*. México [etc.] : Limusa Wiley, 2010.
- [93] G. D. White, *Introduction to machine vibration*. Reliabilityweb.com, 2008.
- [94] E. E. Estévez and E. UPC, *Comportament dinàmic de màquines hidràuliques*. Edicions UPC, 2003.
- [95] J. M. M. Silva, "Machinery Vibration Measurements and Analysis," in *Vibration and Wear in High Speed Rotating Machinery*, 1990.
- [96] "Modal analysis of a damped MDoF system," pp. 123–139, Jan. 2001, doi: 10.1016/B978-075065079-3/50006-1.
- [97] J. He and Z.-F. Fu, "7 - Frequency response function measurement," J. He and Z.-F. B. T.-M. A. Fu, Eds. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2001, pp. 140–158.
- [98] D. J. Ewins and H. Saunders, "Modal Testing: Theory and Practice," *J. Vib. Acoust.*, 1986, doi: 10.1115/1.3269294.
- [99] A. Presas, D. Valentin, E. Egusquiza, C. Valero, M. Egusquiza, and M. Bossio, "Accurate determination of the frequency response function of submerged and confined structures by using PZT-patches," *Sensors (Switzerland)*, vol. 17, no. 3, 2017, doi: 10.3390/s17030660.
- [100] Y. Bavafa-Toosi, "7 - Bode diagram," Y. B. T.-I. to L. C. S. Bavafa-Toosi, Ed. Academic Press, 2017, pp. 577–635.
- [101] Q. W. Liang, C. G. Rodríguez, E. Egusquiza, X. Escaler, M. Farhat, and F. Avellan, "Numerical simulation of fluid added mass effect on a francis turbine runner," *Comput. Fluids*, vol. 36, no. 6, pp. 1106–1118, 2007.
- [102] C. G. Rodriguez, P. Flores, F. G. Pierart, L. R. Contzen, and E. Egusquiza, "Capability of structural–acoustical FSI numerical model to predict natural frequencies of submerged structures with nearby rigid surfaces," *Comput. Fluids*, vol. 64, pp. 117–126, 2012.

- [103] X. Huang, C. Valero, E. Egusquiza, A. Presas, and A. Guardo, "Numerical and experimental analysis of the dynamic response of large submerged trash-racks," *Comput. Fluids*, vol. 71, pp. 54–64, 2013, doi: <https://doi.org/10.1016/j.compfluid.2012.09.016>.
- [104] D. B. Woyjak, *Acoustic and Fluid Structure Interaction*. Houston, TX.: Swanson Analysis Systems, Inc., 1992.
- [105] ANSYS, *ANSYS Mechanical User's Guide*. Cononsburg, USA, 2017.
- [106] X. Escaler, O. De La Torre, and J. Goggins, "Experimental and numerical analysis of directional added mass effects in partially liquid-filled horizontal pipes," *J. Fluids Struct.*, vol. 69, pp. 252–264, Feb. 2017, doi: [10.1016/j.jfluidstructs.2017.01.001](https://doi.org/10.1016/j.jfluidstructs.2017.01.001).
- [107] ANSYS, "ANSYS CFX-Solver Theory Guide," vol. 15317, no. April, pp. 724–746, 2009.
- [108] E. Egusquiza, *Comportament dinàmic de màquines hidràuliques*. Barcelona : Edicions UPC, 2003.
- [109] "ISO 20816-1:2016 Mechanical vibration -- Measurement and evalu..." <https://www.aenor.com/normas-y-libros/buscador-de-normas/iso/?c=063180> (accessed May 24, 2020).
- [110] M. Gerdes, *Health Monitoring for Aircraft Systems using Decision Trees and Genetic Evolution*. 2019.
- [111] U. Leturiondo, *Hybrid Modelling in Condition Monitoring*. 2016.

